



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

# **PROPOSTA DE MECANISMO MOTOR PNEUMÁTICO PARA VEÍCULO DE COLETA DE RECICLÁVEIS**

Por,

**Fernando Augusto Menon Costa**

Brasília, 03 de Dezembro de 2015.

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

# PROPOSTA DE MECANISMO MOTOR PNEUMÁTICO PARA VEÍCULO DE COLETA DE RECICLÁVEIS

POR,

**Fernando Augusto Menon Costa**

Relatório submetido ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da Universidade de Brasília como requisito  
final para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof. Dianne Magalhães Viana, UnB/ ENM  
(Orientador)

---

Prof. Aida Alves Fadel, UnB/ ENM

---

Prof. Walter Gennari Junior , UnB/ ENM

---

Brasília, 03 de Dezembro de 2015.

**Dedicatória(s)**

*Dedico esse trabalho a minha família,  
em especial meus pais, José  
Fernando e Hilda Maria, e minha  
namorada Isabel Cristina.*

## **AGRADECIMENTOS**

*Agradeço a Deus pela saúde e todas as bênçãos recebidas.*

*Aos meus pais, José Fernando e Dona Hilda, por todo o apoio e ensinamentos. Obrigado por serem os melhores.*

*À minha melhor amiga e companheira, Isabel Cristina, que me ajudou nos piores e esteve comigo nos melhores momentos.*

*Aos meus amigos, Victhor Hugo, Carlos Eduardo, Luís Henrique, Sérgio Caetano, Wilber Cerqueira, Darby Lima e Maria Helena, pelos momentos de diversão e estudo.*

*À professora Dianne M. Viana pela paciência e dedicação ao projeto.*

*A todos os professores que tive ao longo da vida.*

*Fernando Augusto Menon Costa.*

---

## RESUMO

A utilização de carroças (movidas à tração humana ou animal) para o transporte de material reciclável envolve várias questões complexas. A solução proposta visa à substituição de carroças por veículo híbrido, ou seja, uma bicicleta movida à tração humana e motor pneumático. Este trabalho consiste no dimensionamento de mecanismo pneumático para auxílio em subida. Foi realizada uma análise de parâmetros de projeto, estudo biomecânico da pedalada e de vários tipos de motores, sendo escolhido o músculo pneumático. Por fim, foram dimensionados os componentes e realizada uma análise superficial de viabilidade de projeto.

---

## **ABSTRACT**

The use of wagons (which works by animal or human strength) for transporting recyclable materials show several complexities. This work was developed in order to create a pneumatic motor for a vehicle that also runs by human traction, but an assistant is required while uphill situations. It was made an analysis of the project's parameters, a biomechanical study for pedaling and several types of motors, and a pneumatic artificial muscle has been chosen. Finally, the components have been dimensioned and a superficial project viability study has been done.

# SUMÁRIO

i

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>3</b>
2.1 ESTUDO BIOMECÂNICO DA PEDALADA .....	3
2.1.1 ÂNGULO DO ASSENTO .....	8
2.1.2 BICICLETA RECLINADA .....	10
2.2 MOTORES PNEUMÁTICOS .....	14
2.2.1 MOTORES A PISTÃO .....	14
2.2.2 MOTORES A PALHETAS .....	15
2.2.3 MOTOR DE ENGRENAGENS .....	17
2.2.4 TURBINAS .....	17
2.2.5 MÉTODOS ALTERNATIVOS .....	18
2.3 INTRODUÇÃO AO MÚSCULO PNEUMÁTICO .....	20
2.3.1 MÚSCULO TRANÇADO .....	21
2.3.2 MÚSCULO PLISSADO .....	22
2.3.3 MÚSCULOS COM REDES .....	23
2.3.4 MÚSCULOS EMBUTIDOS .....	26
2.4 SELEÇÃO DO MÚSCULO .....	30
2.5 MODELAGEM DO MÚSCULO MCKIBBEN .....	31
2.6 MÚSCULO REAL (FESTO) .....	36
<b>3. PARÂMETROS DE PROJETO .....</b>	<b>42</b>
3.1 METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE POTÊNCIA MOTORA .....	42
3.1.1 FORÇA DE INÉRCIA .....	42
3.1.2 FORÇA DE RESISTÊNCIA À ROLAGEM .....	45
3.1.3 FORÇA DEVIDO À AÇÃO DA GRAVIDADE .....	49
3.1.4 FORÇA DE ARRASTO AERODINÂMICO .....	50
3.1.5 FORÇA RESISTENTE TOTAL .....	51
<b>4. DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA .....</b>	<b>53</b>
4.1 COMPARAÇÃO E SELEÇÃO .....	53
4.2 DIMENSIONAMENTO .....	54
4.3 O MECANISMO .....	56

4.3.1	MECANISMO COM VIRABREQUIM .....	57
4.3.2	MECANISMO DE MOVIMENTO INDEXADO.....	60
4.4	SELEÇÃO E PRÉ-DIMENSIONAMENTO .....	63
4.4.1	MECANISMO MONTADO.....	68
<b>5.</b>	<b>CONTROLE E SUPRIMENTO.....</b>	<b>71</b>
<b>6.</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>76</b>
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>79</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>80</b>
<b>A.</b>	<b>APENDICE.....</b>	<b>83</b>
<b>B.</b>	<b>ANEXO .....</b>	<b>107</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 - Potência vs duração do exercício. ....	4
Figura 2-2 - Grupos musculares e atuação no ciclo da pedalada .....	5
Figura 2-3 - Fases do ciclo da pedalada.....	6
Figura 2-4 - Padrão comum da ativação muscular durante a pedalada para 10 músculos da extremidade inferior do corpo humano. ....	7
Figura 2-5 - Posições de pedalada medidas por Too.....	9
Figura 2-6 - Ângulo médio do quadril vs trabalho geral total.....	10
Figura 2-7 - Bicicleta reclinável.....	10
Figura 2-8 - Corpo humano relaxado em ambiente com microgravidade.....	12
Figura 2-9 –Posição ideal da bicicleta. ....	12
Figura 2-10 - Potência gerada por musculatura em bicicleta comum (SCP) e bicicleta reclinada (RCP). .....	13
Figura 2-11 – Cilindro a pistão axial. ....	15
Figura 3-8: Músculo trançado, músculo McKibben.....	21
Figura 3-9 – Músculo plissado inflado e esticado.....	23
Figura 3-10 – Músculo Yarlott.....	24
Figura 3-11 - ROMAC versão comum (a) e versão miniatura (b).....	25
Figura 3-12 – Músculo Kukolj.....	26
Figura 3-13 – Modelos dos músculos Morin.....	27
Figura 3-14 – Músculo Baldwin. ....	27
Figura 3-15 – Músculo hiperboloide de Paynter.....	29
Figura 3-16 – Dispositivo de torção Kleinwachter .....	30
Figura 3-17 – Parâmetros construtivos do músculo. ....	31
Figura 3-18 – Comparação entre o resultado teórico e experimental. ....	33
Figura 3-19 – modelagens dos músculos para uma determinada condição de trabalho. ....	34
Figura 3-20 – Comparação do cilindro da FESTO com o não ideal para alta pressão .....	35
Figura 3-21 – Comparação do resultado simulado com os dados do fabricante para o MAS-20.....	35
Figura 3-22 – Gráficos traçados usando os parâmetros calculados. ....	36
Figura 3-23 – Modelos DMSP e MAS da Festo Ag & Co.....	37
Figura 3-24 – Estrutura do músculo da FESTO) .....	40
Figura 3-25 – Condição ótima de trabalho do músculo pneumático .....	41
Figura 3-1 - Descrição da rotação como movimento combinado.).....	43
Figura 3-2 - Força de resistência devida à deformação do pneu. ....	46
Figura 3-3 - Estrutura do pneu.....	46
Figura 3-4 - Distribuição da pressão na área de contato.....	47
Figura 3-5 - Deflexão dinâmica do pneu .....	47
Figura 3-6 - Forças atuantes sobre um corpo em um plano inclinado .....	49
Figura 3-7 - Coeficiente de arrasto devido ao efeito de forma .....	51

Figura 3-26 – a) Cilindro Airpot, b) músculo FESTO .....	53
Figura 3-27 – Gráfico cilindro pneumático X músculo pneumático. ....	54
Figura 4-1 – Curva característica do MAS-40-400N-... ..	55
Figura 4-2 – Dimensionamento utilizando método gráfico.....	55
Figura 4-3 – Telas do software MuscleSIM.....	56
Figura 4-4: Exemplos de mecanismos utilizados para converter movimento. ....	57
Figura 4-5 – Modelo de mecanismo com virabrequim.....	58
Figura 4-6 – Configuração geométrica do músculo.....	59
Figura 4-7 – Bicicleta pneumática desenvolvida pela FESTO .....	61
Figura 4-8 – Geometria do mecanismo de movimento indexado.....	62
Figura 4-9 – Gráfico do ajuste feito utilizando o método dos quadrados mínimos.....	65
Figura 4-10 – Gráfico do torque gerado pelo mecanismo em um único ciclo.....	67
Figura 4-11 – Gráfico do torque gerado pelo mecanismo em uma rotação do eixo. ....	67
Figura 4-12 – Vistas do mecanismo. ....	68
Figura 4-13 – Mecanismo em repouso vs. pressurizado .....	69
Figura 4-14 – Mecanismo pressurizado vs. repouso.....	69
Figura 4-15 – Vista isométrica do mecanismo pressurizado vs. não pressurizado.....	70
Figura 4-16 – Vista explodida do mecanismo. ....	70
Figura 5-1 – Esquema de funcionamento do sistema. ....	71
Figura 5-2 – Mecanismo acionador da válvula.....	74
Figura 5-3 – Alavanca acionando o mecanismo acionador da válvula.....	74
Figura 5-4 – Sistema com o mecanismo no lugar. ....	75
Figura 5-5 – Esquema de controle do veículo.....	75
Figura 6-1 – Desenho de conjunto do mecanismo dimensionado. ....	78
Figura 6-2 – Mecanismo montado sobre um chassi.....	78
Figura 7-1 – Perspectiva do veículo. ....	79

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3 – Parâmetros calculados usando o Microsoft Excel Solver.....	35
Tabela 4 – Modelos DMSP e MAS da FESTO.....	37
Tabela 5 – Peso do atuador por comprimento.....	41
Tabela 1: Coeficientes de resistência à rolagem.....	48
Tabela 2 - Estimativas de projeto .....	52
Tabela 6 – Cilindro pneumático X Músculo fluídico.....	53
Tabela 7 – Valores dos parâmetros da equação (41) para o músculo MAS-40 da FESTO.....	64
Tabela 8 – Parâmetros construtivos calculados.....	66
Tabela 9 – Parâmetros de funcionamento calculados através de rotina no Matlab.....	66
Tabela 10 – Autonomia do veículo de acordo com a velocidade .....	73
Tabela 11 – Estimativa de preços do mecanismo.....	76
Tabela 12 – Estimativa de peso.....	76

## 1. INTRODUÇÃO

Atualmente no DF existem dois projetos de lei referentes aos veículos de tração animal. O PL 6357/2013 dispõe sobre a proibição do uso desses veículos em área urbana e a sua substituição por veículos de propulsão humana. O projeto aguarda parecer do relator na Comissão de Trabalho, de Administração e Serviço Público (CTASP).

O PL 1.804/2014, recém-aprovado na câmara legislativa do DF, proíbe a circulação de veículos de tração animal em áreas urbanas e vias públicas pavimentadas do Distrito Federal segundo site da câmara legislativa (CÂMARA, 2014).

Aproveitando a grande quantidade de novas tecnologias em veículos sustentáveis surgindo em outros países, este trabalho busca contextualizar essa perspectiva na realidade do DF.

Através da Resolução do Conselho de Ministros n.º81/2009, “o Governo recomenda a promoção da mobilidade sustentável com recurso aos modos suaves de transporte, nomeadamente através de medidas que garantam condições de circulação aos seus utilizadores e o reforço da sua segurança”.

Numa primeira etapa deste projeto foi considerada a utilização de um motor elétrico para realizar a ajuda ao condutor. Porém, tal motor possui ainda diversas limitações, sendo a maior delas o suprimento necessário, o que torna o conjunto, como um todo, muito pesado e as soluções mais modernas para este problema ainda são muito caras.

Como alternativa ao projeto inicial, foi escolhido o uso de um motor pneumático para o veículo, pois possuem várias vantagens sobre o motor elétrico:

- Por não necessitarem de energia elétrica, podem ser utilizados em atmosferas voláteis;
- Geralmente possuem mais densidade de potência, portanto um motor pneumático menor pode gerar a mesma potência;

- Ao contrário de motores elétricos, muitos pneumáticos podem funcionar sem a necessidade de um redutor;
- Controladores de velocidade são feitos através de válvulas de controle de fluxo, que são muito mais simples que controladores eletrônicos de velocidade;
- O torque do motor pode ser regulado simplesmente ajustando a pressão;
- Geram menos calor que motores elétricos;
- Não necessitam de partida magnética, proteção de sobrecarga ou vários outros componentes que necessitam os motores elétricos.

Entretanto existem desvantagens em comparação:

- Se não possuir uma fonte de ar comprimido, o custo de um motor pneumático e seus equipamentos (compressores, controles, filtros, válvulas e etc.) excederão o custo do motor elétrico e seus componentes;
- Motores a ar comprimido são movidos à um ar comprimido relativamente caro, portanto terão, provavelmente, custo de operação mais elevados;
- Apesar de mais caros, controladores de velocidade eletrônicos são mais precisos ( $\pm 1\%$  da velocidade desejada);
- Torque e velocidade do motor pneumático estão suscetíveis à variações de acordo com a variação de pressão da fonte de ar.

O projeto tem como objetivo principal:

Discutir soluções pneumáticas para propulsão de veículo híbrido, movido a ar e a pedais, para coleta de recicláveis, visando substituir o veículo de tração animal por via de incentivo governamental ou de ONGs. Sendo assim, torna-se necessário definir parâmetros de projeto para então dimensionar o mecanismo capaz de mover o conceito.

Neste projeto serão abordados conceitos sobre o ato de pedalar a fim de determinar a viabilidade do uso de tração humana. Após essa fase será elaborado um conceito definindo a potência necessária para transportar o condutor e uma carga estimada de recicláveis, a fim de que seja possível elaborar um protótipo de mecanismo capaz de vencer as forças resistentes ao movimento em situação crítica de subida. E então será feito um levantamento inicial de viabilidade de projeto.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1 ESTUDO BIOMECÂNICO DA PEDALADA**

Antes de poder modelar um sistema de controle do veículo será necessário estipular uma potência de trabalho da ação da pedalada. Para melhor entendimento das condições do condutor ao pedalar, faz-se necessário um estudo de caso.

Além do projeto do veículo, a velocidade na qual se pode propelir o mesmo usando pedais depende da quantidade de força que se consegue empregar nos mesmos. Quase qualquer adulto saudável, mesmo uma pessoa com mais de 70 anos, consegue produzir entre 75 a 100 W continuamente (Burke, 2003).

Ao estabelecer o recorde mundial de “cycling hour”, atletas de elite produziram mais de 450 W por uma hora (Padilla, S., I., J., & F., 2000). Em 1975, o ciclista profissional Eddy Merckx produziu mais de 455 W por uma hora em uma bicicleta ergométrica (Kyle, 1986).

A capacidade da maioria dos ciclistas fica entre a média de um adulto saudável e um atleta profissional campeão. A potência que um atleta pode produzir é função direta de sua massa muscular.

Para intervalos de alguns segundos, o corpo pode produzir até cinco vezes mais potência do que a produção contínua em intervalos de vários minutos. Exercícios anaeróbicos curtos rapidamente utilizam a energia estocada nos músculos e não envolvem o metabolismo mais lento do oxigênio. É possível aumentar a capacidade de oxigênio que se pode absorver em aproximadamente 20 a 30% com treino. A Figura 2-1 mostra a variação de potência de acordo com a duração do exercício para ciclistas comuns (Burke, 2003).

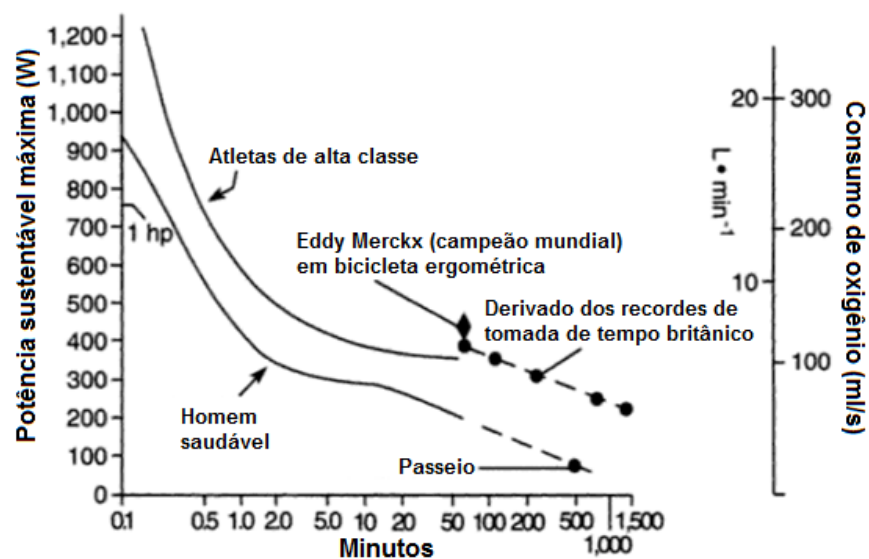


Figura 2-1 - Potência vs duração do exercício. Fonte: Adaptado de (Burke, 2003)

Existem vários estudos a respeito da potência gerada na pedalada. A determinação desta potência torna-se complexa devido à forma como a força é aplicada, que provém de vários grupos musculares distintos (Burke, 2003).

A pedalada é uma ação na qual vários grupos musculares estão envolvidos. Cada grupo tem maior ou menor importância durante trechos em um único ciclo, tornando a força não só variável conforme o ângulo do pedal, como também a força aplicada no pedal varia junto com o ângulo do pedal. A Figura 2-2 mostra os principais grupos musculares envolvidos e em que período atuam num ciclo (Burke, 2003).

## Principais Músculos do Ciclo da Pedalada

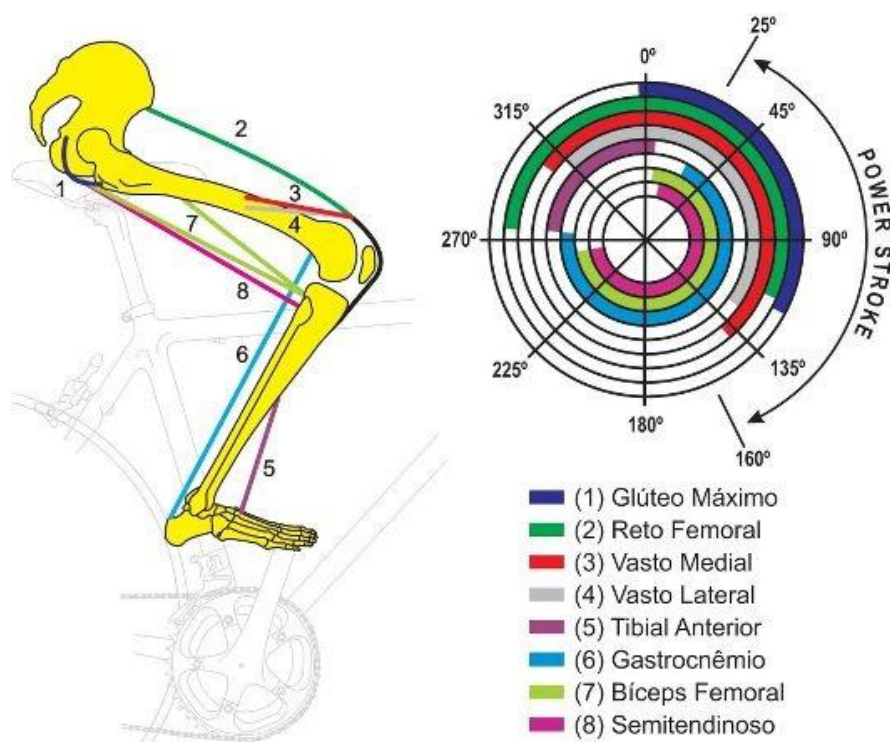


Figura 2-2 - Grupos musculares e atuação no ciclo da pedalada. Fonte: (BTT Geraes - Bicicleta Todo Terreno - WordPress.com)

Para melhor compreensão, o ciclo da pedalada foi dividido em duas fases:

- Fase de propulsão ( $\theta = 0^\circ - 180^\circ$ )
- Fase de recuperação ( $\theta = 180^\circ - 360^\circ$ ).

O ponto morto superior (PMS,  $\theta = 0^\circ$  ou  $360^\circ$ ) e o ponto morto inferior (PMI,  $\theta = 180^\circ$ ) representam a transição entre as fases de propulsão e recuperação. O ciclo da pedalada também pode ser dividido em quadrantes:

- Compressão ( $\theta = 45^\circ - 135^\circ$ )
- Puxada ( $\theta = 135^\circ - 225^\circ$ )
- Retorno ( $\theta = 225^\circ - 315^\circ$ )
- Impulso ( $\theta = 315^\circ - 45^\circ$ )



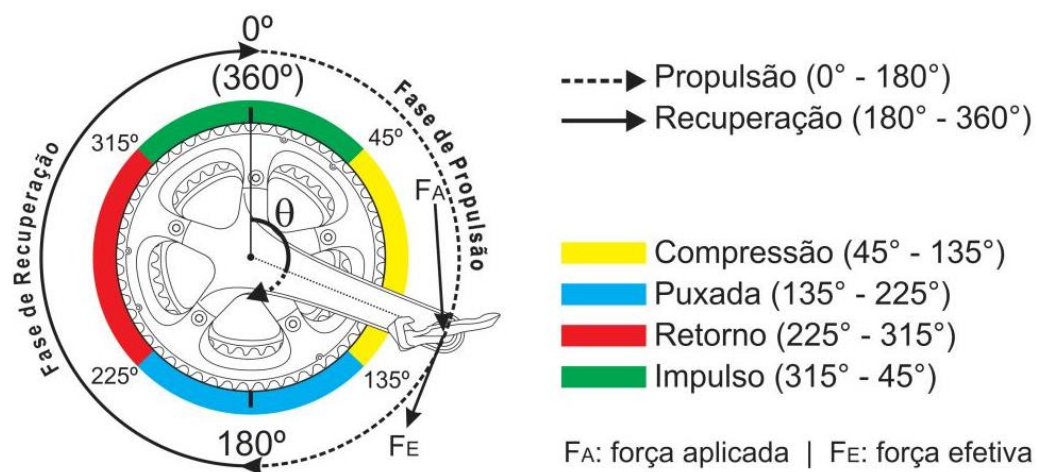


Figura 2-3 - Fases do ciclo da pedalada. Fonte: (Studio Bike Fit)

Então é necessário determinar quando os músculos da perna são ativados. Primeiro é necessário analisar músculos que movem apenas uma junta. Na Figura 2-4 são apresentadas as medições obtidas por EMG (Gregor, 1992).

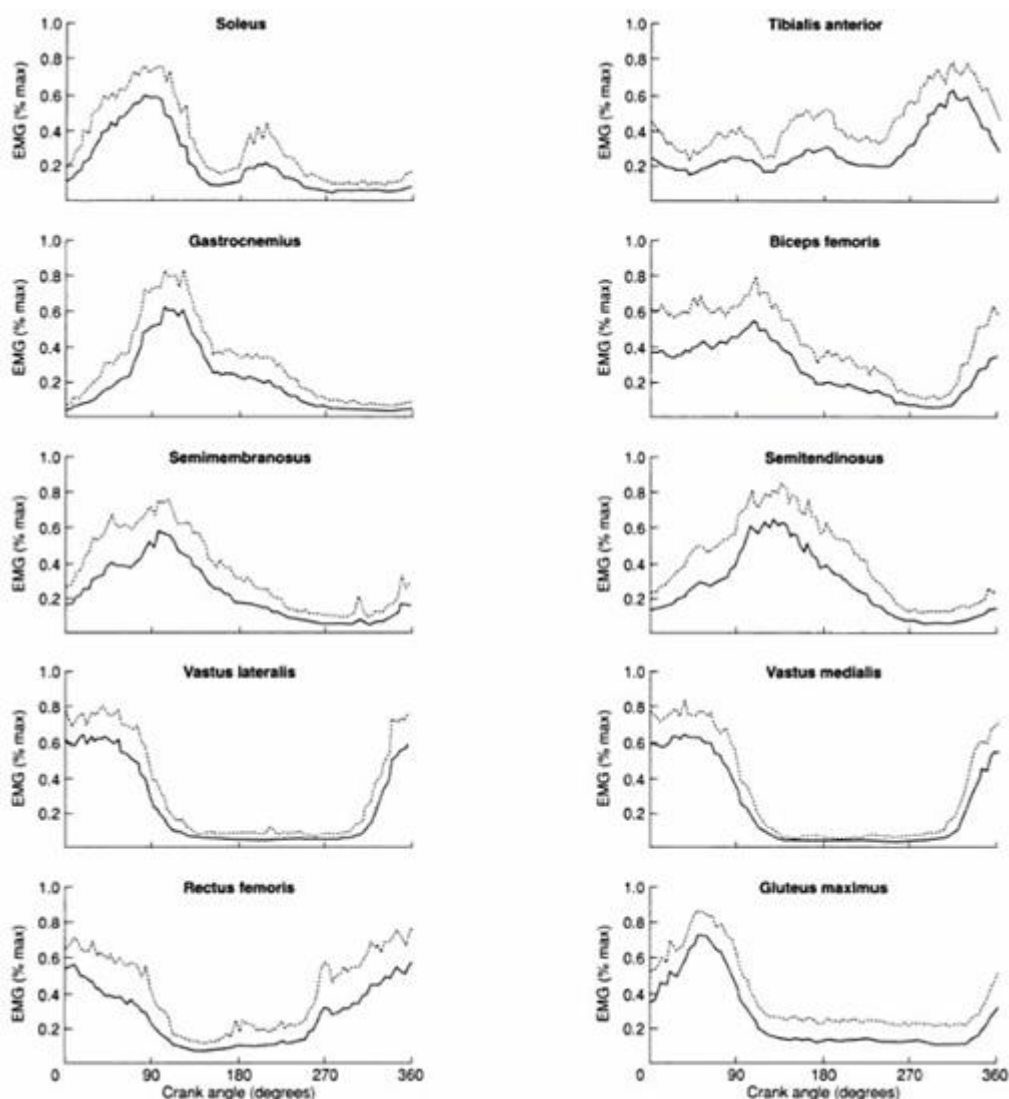


Figura 2-4 - Padrão comum da ativação muscular durante a pedalada para 10 músculos da extremidade inferior do corpo humano. Fonte: (Gregor, 1992)

Estes gráficos mostram, por exemplo, que os glúteos maximus (abaixo da coxa, nos quadris) esticam os quadris e geram potencia entre 45 e 135 graus. Os vastrus lateralis e vastrus medialis (parte superior da coxa, no joelho) esticam os joelhos e geram potencia entre 0 e 135 graus. Já os iliopsoas (parte superior da coxa no quadril) contraem o quadril (Gregor, 1992).

As forças aplicadas pelos ciclistas sobre os pedais têm sido utilizadas para caracterizar a técnica de pedalada. Estas forças são medidas com pedais especiais (plataformas de força) e descritas em termos de suas componentes. A componente normal atua perpendicular a superfície do pedal e a componente tangencial atua paralela a superfície do mesmo. A partir do conhecimento destas componentes,

pode-se calcular a força resultante. A transmissão da força resultante no pedal ao pedivela gera uma componente efetiva e uma componente paralela ao pé de vela e se os ângulos do pedal e do pé de vela forem conhecidos, estas componentes podem ser calculadas (Gregor, 1992).

Atualmente existem sistemas que provêm dados em tempo real sobre a pedalada do ciclista, como a potência gerada, cadência, velocidade e etc. Tais sistemas foram usados para acabar com mitos, como por exemplo, a eficiência de se puxar o pedal ao pedalar. O Dr. Jeff Broker (Universidade de Colorado Springs) realizou uma extensa pesquisa tendo como amostra 100 ciclistas profissionais durante 10 anos e avaliou que o ato de puxar o pedal durante a fase de recuperação da pedala é irrelevante na geração de força para a pedalada (Broker, 1999).

### **2.1.1 ÂNGULO DO ASSENTO**

É comum pensar que bicicletas em que o ciclista pedala ereto possuem vantagem devido à ação da gravidade. Porém isso não é considerado correto, devido ao fato de que quando se pedala, enquanto uma perna faz força para baixo, a outra perna precisa vencer a força da gravidade. Levando isso em consideração, não há vantagem para bicicletas eretas ou bicicletas reclinadas, a menos que o ciclista pedale em pé, sem estar sentado sobre o assento.

O ângulo do assento é definido como o ângulo entre a parte superior do corpo e a linha que passa pela junta do quadril e o eixo do pedal. Este ângulo é a maior diferença entre uma bicicleta ereta e uma bicicleta reclinada. Em uma bicicleta de corrida este ângulo não é maior que 80 graus. Em uma bicicleta reclinada este valor varia de 105 a 150 graus. Isso influencia o torque de todos os músculos que estão presos aos quadris, pois a força muscular depende do comprimento muscular. O torque resultante depende do ângulo onde a força muscular é exercida (Broker, 1999).

Os músculos mais relevantes são o glúteo máximo e o iliopsoas, que afetam o torque ao redor da junta do quadril, além do rectus femoris e bíceps femoris, os quais afetam o torque sobre a junta do joelho (Broker, 1999).

Em 1990 foi realizada uma investigação extensiva da posição ótima para máxima potencia de pedalada. Na revisão em 2008 o autor ilustrou o experimento com fotos, mostradas na Figura (3-5) (Too, 1990).

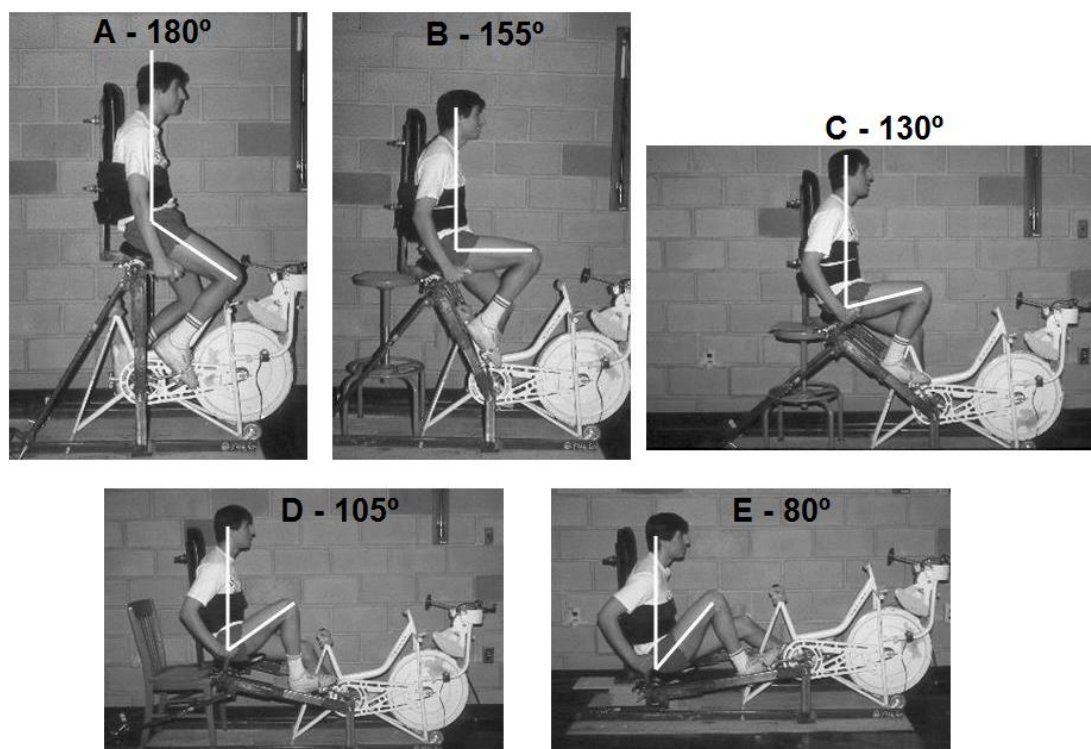


Figura 2-5 - Posições de pedalada medidas por Too. Fonte: (Too, 1990)

Foi medida a potencia máxima de pedalada em 16 ciclistas e 5 ângulos diferentes: 180, 155, 130, 105 e 80 graus. Em todos os ângulos de assento mostrados na Figura 2-5 foram medidos o ângulo máximo e o ângulo médio dos quadris. Suas medições mostram que um ângulo de assento de 105° (foto D) com um ângulo médio de 77° é o ângulo que gera potencia máxima, como mostrado no gráfico a seguir:

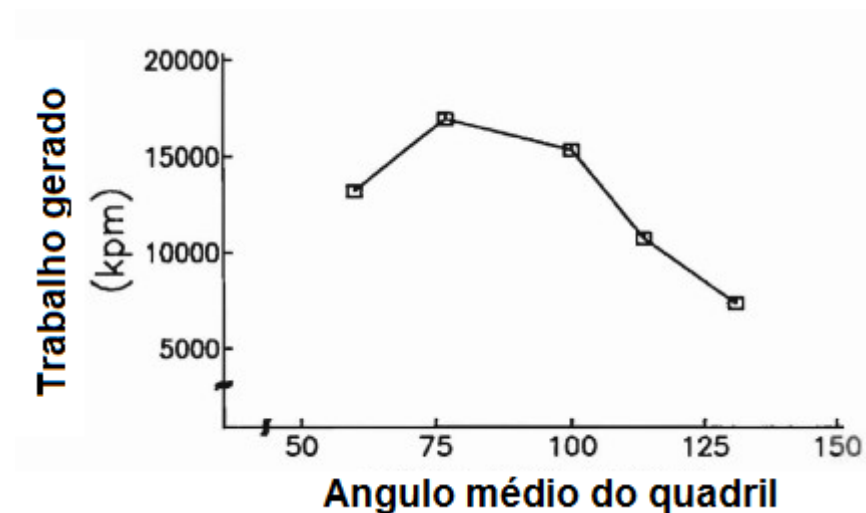


Figura 2-6 - Ângulo médio do quadril vs trabalho geral total. Fonte: (Efficient pedaling on a recumbent)

É explicado que em um ângulo de 77 graus os músculos da coxa estão contraindo a um comprimento igual ao comprimento de descanso, onde pode gerar máxima potencia.

Porém, por se tratar de músculos estriados, qualquer pessoa pode se adaptar a um ângulo de assento com treinos, e depende do tipo de esporte.

### 2.1.2 BICICLETA RECLINADA

A Figura 2-7 representa um modelo geral de bicicleta reclinável. Pode-se citar algumas vantagens e desvantagens do uso de bicicletas reclináveis.

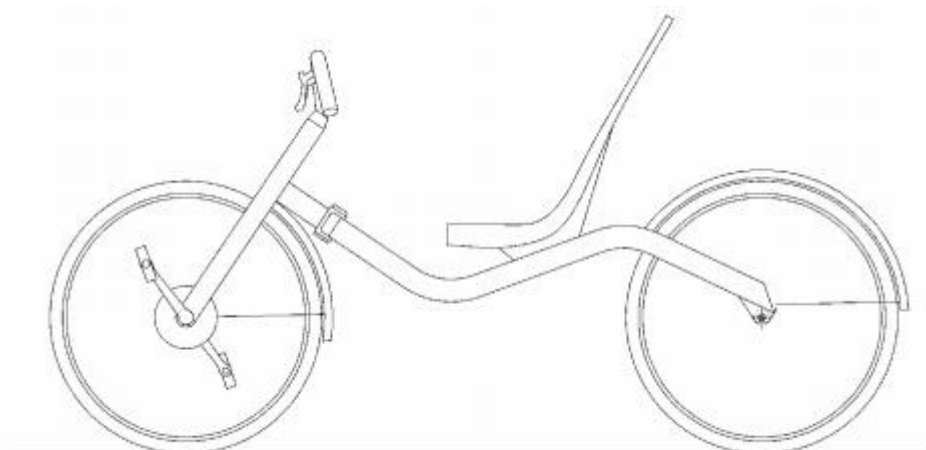


Figura 2-7 - Bicicleta reclinável. Fonte: (Gamet)

**Vantagens:**

- Segurança: Numa queda, ou colisão o usuário está mais próximo ao solo e em posição melhor para o impacto.
- Frenagem: A bicicleta reclinável possui centro de gravidade mais baixo, tornando-a mais estável em frenagens e derrapagens.
- Conforto: A posição reclinada é mais confortável do que a sentada, principalmente porque alivia a tensão nos braços.
- Ângulo de visão: Se não for muito reclinada, a bicicleta pode garantir uma boa visão em uma posição confortável, o que não é possível em uma bicicleta comum de competição, por exemplo.
- Saúde: Muitos ciclistas mudam para a bicicleta reclinada a fim de eliminar problemas crônicos nas costas, pescoço e braços.
- Velocidade: Geralmente ganham mais velocidade em descidas.
- Curvas: Devido ao baixo centro de massa é mais estável em curvas, e possibilita que o usuário pedale mesmo enquanto faz a curva sem que os pedais toquem o solo.

#### **Desvantagens:**

- Equilíbrio: Devido à posição sentada, se torna difícil usar o corpo para reganhar equilíbrio.
- Manobrabilidade: Geralmente bicicletas reclináveis possuem raio de curva maiores.
- Subidas: Subidas se tornam mais complicadas, principalmente em usuários inexperientes, desacostumados com esse tipo de bicicleta.
- Posição constante: Apesar de ser mais confortável, não é possível reajustar o corpo a fim de encontrar uma posição diferente daquela adotada normalmente.

O posicionamento do corpo do ciclista em uma bicicleta reclinada é proveniente de um estudo da (NASA, 1970) feito no skylab. Neste estudo foi encontrada a postura de relaxamento do corpo em ambiente com microgravidade, mostrado na Figura 2-8.

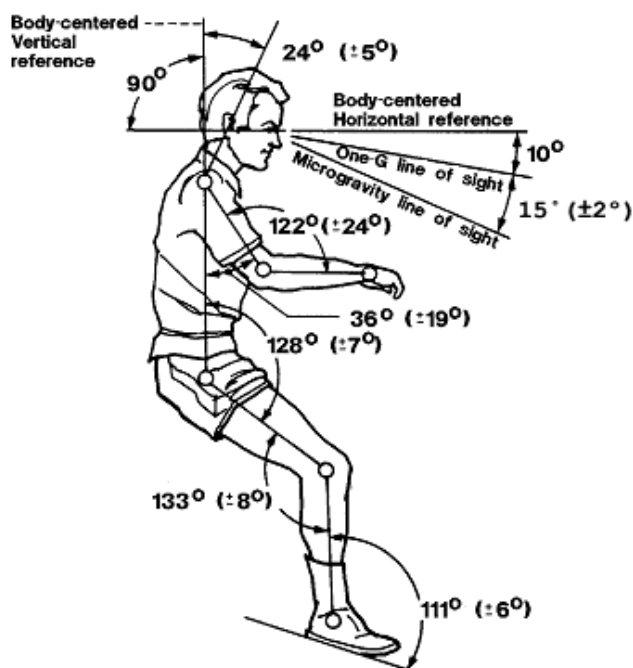


Figura 2-8 - Corpo humano relaxado em ambiente com microgravidade. Fonte: (Jetrik.Com - FWD Tilting Recumbent Trike)

Este estudo levou à criação de poltronas reclináveis de 'gravidade zero'. Ao rotacionar a imagem a cima em aproximadamente 50°, obtém-se a posição em que um ciclista se encontraria em uma bicicleta reclinada bem projetada.

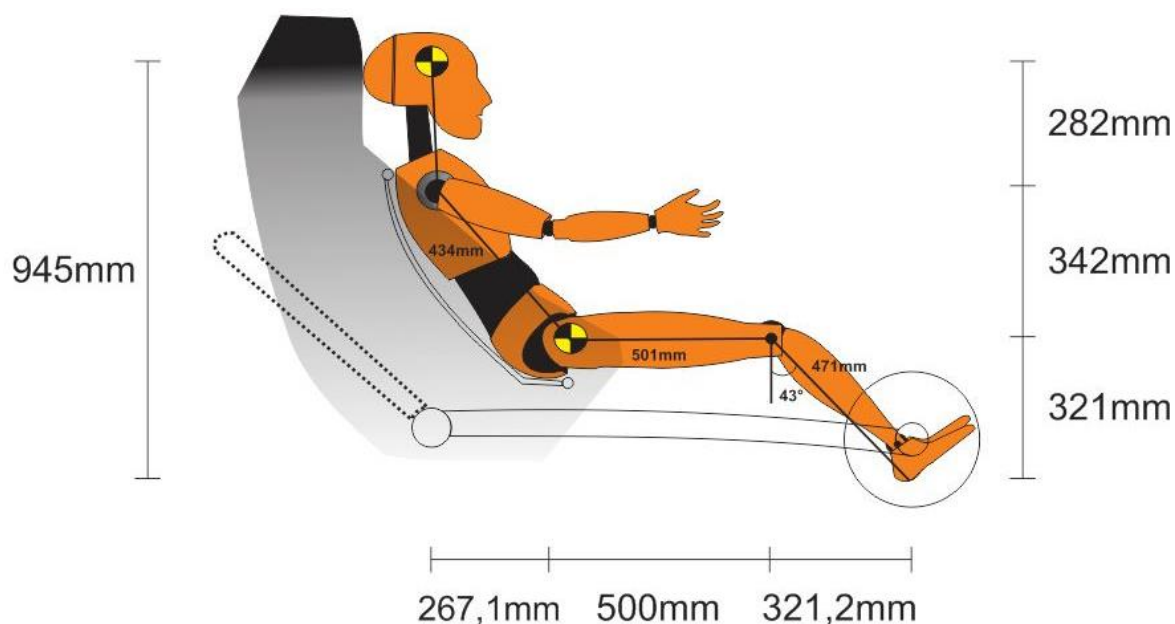


Figura 2-9 –Posição ideal da bicicleta.

No que tange a funcionalidade da bicicleta reclinável em comparação com a bicicleta comum, um estudo feito, através de medições utilizando 19 ciclistas

recreacionais, 12 homens e 7 mulheres de idade média de 24,6 anos, peso médio 73 kg e altura média 178 cm. Foram medidas as forças aplicadas utilizando uma bicicleta comum e uma bicicleta reclinável. (Broker, 1999)

Os resultados mostraram pouca diferença entre os modelos, mostrando que a força aplicada pelos músculos flexores do joelho na fase de propulsão na bicicleta comum é maior, porém é compensada pela força nos mesmos músculos na fase de recuperação, criando assim uma situação de igualdade entre as duas. A Figura 2-10 mostra os resultados de potencia obtidos por musculatura

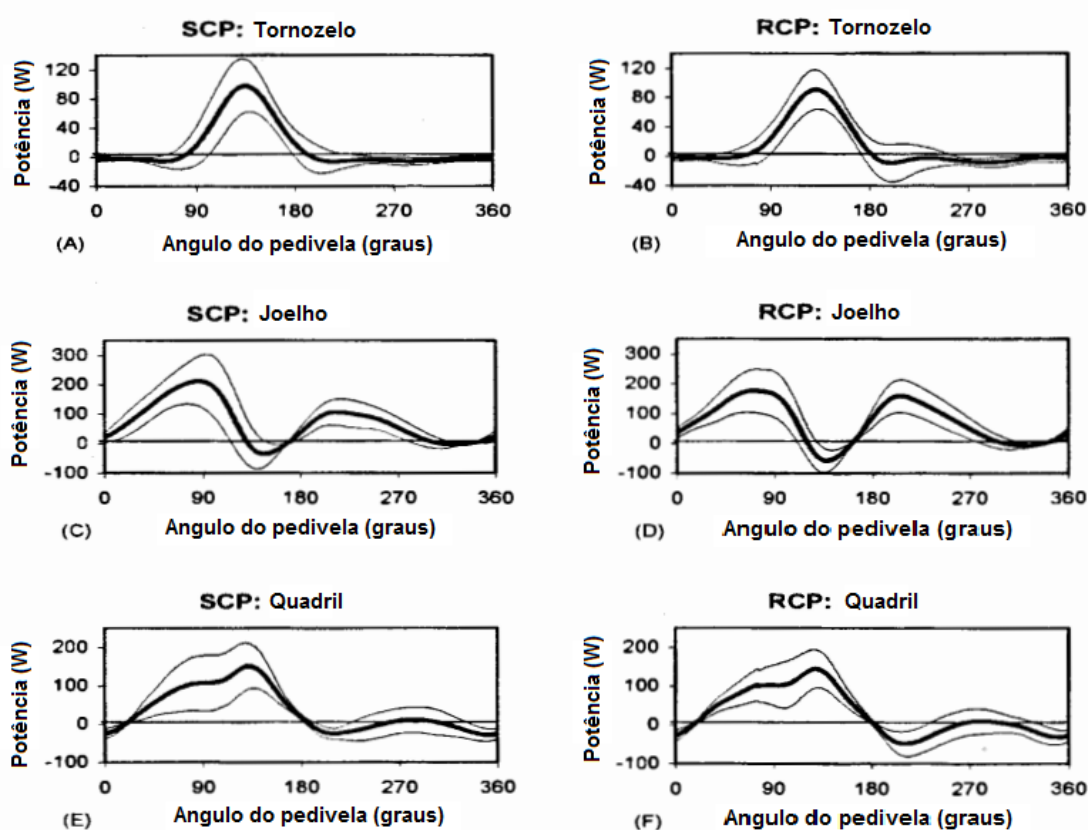


Figura 2-10 - Potência gerada por musculatura em bicicleta comum (SCP) e bicicleta reclinada (RCP).

Fonte: (Ryan & Gregor, 1992)

O experimento concluiu que existem diferenças significativas entre a bicicleta comum e a bicicleta reclinável. A contribuição energética das extremidades inferiores e superiores são alternadas, mudando as demandas dos músculos envolvidos e provocando diferentes cargas no sistema músculo-esqueleto. A energia requerida dos músculos da extremidade inferior é aumentada na bicicleta reclinada, devido à menor transferência de energia através do quadril a partir da pélvis e da parte superior do corpo. Adicionalmente, a bicicleta reclinada exige um esforço maior dos



flexores do joelho em comparação com a bicicleta convencional. Contudo, aumentando a energia do flexor, diminui-se a energia do abductor do joelho. Então isso torna a escolha entre uma e outra uma questão de preferência, apesar de mais pesquisas serem necessárias na área.

## **2.2 MOTORES PNEUMÁTICOS**

Os motores pneumáticos possuem as mais variadas aplicações e, portanto, possuem as mais variadas configurações, neste capítulo serão mostrados alguns destes modelos e como funciona o motor a ar. Os modelos mais comuns entre os motores pneumáticos estão os motores de palhetas rotativas, pistão radial, pistão axial, motor de engrenagens, turbina, tipo V, e diafragma.

### **2.2.1 MOTORES A PISTÃO**

Motores de pistão a ar são utilizados em aplicações que necessitam de elevada potência, elevado torque de partida, e controle de velocidade preciso a baixas velocidades. Podem ter de apenas um até seis cilindros, arranjos de forma axial ou radial. O torque de saída é desenvolvido pela pressão atuando nos pistões.

Motores com quatro ou mais cilindros proporcionam um torque mais suave numa dada velocidade de operação, pois os pulsos se superposicionam.

A potência produzida por um pistão depende da pressão na admissão, do número de pistões, da área do pistão, e de seu curso. Contudo, a potência é limitada pela inércia das partes móveis (principalmente em motores na configuração radial) e da válvula que controla a entrada e saída de ar no pistão.

Ambas as configurações, radial e axial, possuem uma limitação significativa: eles são lubrificados internamente, portanto os suprimentos de óleo e de graxa devem ser checados periodicamente e preenchidos. Os reservatórios devem ser, em geral, montados em posição horizontal para que haja lubrificação adequada.

#### **2.2.1.1 MOTORES DE PISTÃO RADIAIS**

São robustos, lubrificados a óleo e são adequados à operações contínuas. Possuem o maior torque de partida que qualquer motor a ar. A superposição de

movimentos provê torque suave em ambas as direções. Os tamanhos variam até 35 hp para velocidades de 4.500 rpm.

#### 2.2.1.2 MOTORES DE PISTÃO AXIAIS

São mais compactos que motores radiais a pistão. Seu design é mais complexo e, portanto, mais caros que motores à palhetas, além de serem lubrificados à graxa. Entretanto, são mais suaves e desempenham potência máxima à rotações mais baixas que motores à palhetas. Menores e mais leves que motores elétricos de mesma faixa de potência e são capazes de tolerar maiores temperaturas ambientes. Contudo o tamanho máximo é cerca de 3,5 hp (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

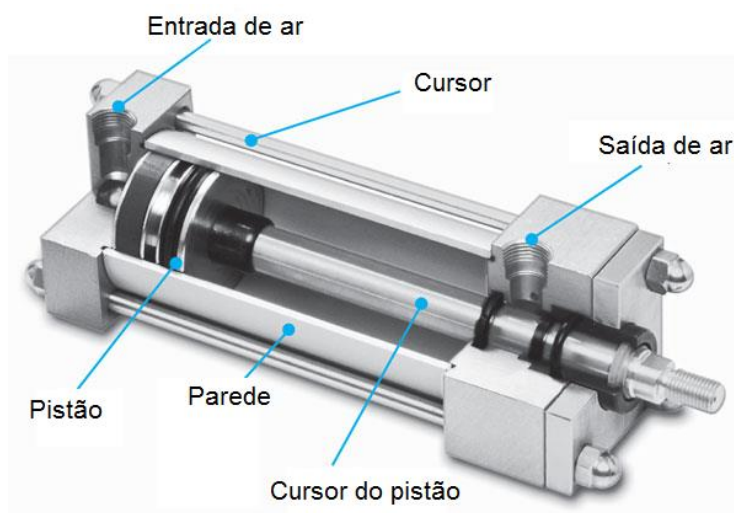


Figura 2-11 – Cilindro a pistão axial.

#### 2.2.2 MOTORES A PALHETAS

Geralmente são utilizados em aplicações que requerem de baixo a médio torque de trabalho. Simples e compacto.

Possuem palhetas axiais acomodadas em espaços em torno de um rotor, que é montado de forma excêntrica com relação à carcaça do motor. As palhetas são empurradas contra a parede do motor por molas, pressão do ar, ou ação de um came, dependendo do modelo do motor. A força centrífuga devido à rotação do motor ajuda na ação de selamento. O torque no eixo de saída é proporcional à área

exposta da palheta, da pressão, e do momento do braço (raio da linha de centro do rotor com o centro da área exposta da palheta) através do qual a pressão atua.

Em um motor multi-palhetas, o torque pode ser aumentado à uma dada velocidade ao aumentar a pressão do ar na admissão do motor para aumentar o desbalanço de pressão entre as palhetas do motor. Entretanto, existe uma relação de troca: aumentar a pressão de admissão elevam os custos do suprimento de ar e levam a um desgaste prematuro das palhetas.

A potência de saída a uma determinada velocidade determina o consumo de ar. Motores a palhetas rotativas estão disponíveis de três a dez palhetas. Aumentar o número de palhetas reduz o vazamento interno ou a passagem de ar entre câmaras e torna o torque de saída mais uniforme e confiável em menores velocidades. Entretanto, mais palhetas reduzem a fricção, custo do motor e reduz a eficiência.

Se, em um motor de três palhetas, uma delas ficar presa em uma posição retraída, pode impedir que o motor dê a partida quando carregado. Utilizar algum método de retorno das palhetas, como molas ou ar, impede que isso aconteça, assim como utilizar um motor com pelo menos quatro palhetas.

Motores com palhetas operam em velocidades de 100 a 25.000 rpm no rotor, dependendo do diâmetro do alojamento do rotor. Em geral motores a palheta necessitam de ar lubrificado, por causa do contato da palheta contra o alojamento, especialmente em períodos curtos de grande carga seguidos de longos períodos e inatividade. Contudo, mais motores a palhetas são projetados para operar com ar não lubrificado para servir em operações mais críticas e devido a preocupações ambientais (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

Deve-se evitar que o motor a palhetas funcione desgovernado sem cargas, pois suas elevadas velocidades podem provocar a carbonização das extremidades das palhetas, além de causar danos a outras partes do motor.

Este tipo de motor está disponível em quatro montagens básicas: base, face, cubo e NEMA-flange. Montagens base são simplesmente soldadas em uma base e a carga é transmitida por correia ou acoplados diretamente. Montagens face e cubo são usados quando o motor deve ser montado através de um anteparo ou como parte integrante de um sistema motor. Montagens NEMA-flange possibilitam que

motores a ar substituam motores elétricos NEMA-frame (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

### **2.2.3 MOTOR DE ENGRENAGENS**

Estes desenvolvem altos torques em baixas velocidades sem a necessidade de engrenamentos. Quando acoplados a trens de engrenagem planetários de dois estágios, o motor de engrenagens é capaz de gerar torque em velocidades de cerca de 20 rpm. São adequados a ambientes nocivos onde é necessário um torque relativamente (podem exceder  $30 \text{ N} \cdot \text{m}$ , com uma velocidade próxima de 100 rpm e pressão de entrada de 90 psi) alto em espaço limitado (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

São indicados para operações contínuas em pressões de entrada de até 150 psi. Sua baixa inércia de rotação gera partidas, paradas e mudanças de direção (quando a válvula de admissão do motor é trocada) instantâneas. Além disso, seu desenho impede que o motor seja forçado a girar em sentido oposto, o que pode eliminar a necessidade de um freio externo. Assim como motores a palhetas, são muito menos sensíveis que os motores a pistão quanto a mudanças na orientação de montagem (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

### **2.2.4 TURBINAS**

A eficiência de um motor a ar é definida como a razão da potência real de saída com a potência teórica disponível do ar comprimido para a taxa de expansão na qual a máquina está trabalhando. A eficiência de uma turbina é maior que outros motores pneumáticos (de 65% a 75%), pois não existe contato de partes deslizantes. Como resultado, não há necessidade de ar lubrificado, e sua ausência aumenta dramaticamente o desempenho em climas frios (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

Até recentemente, turbinas a ar eram empregadas, tipicamente, em aplicações que requerem altíssimas velocidades e baixíssimos torques de partida (brocas dentárias e motores de partida de jatos sendo as mais comuns). Agora, entretanto, a tecnologia de turbinas oferece partidas eficientes que não requerem lubrificação, que toleram contaminantes no suprimento de ar, e necessitam de pouca manutenção (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

Turbinas são relativamente compactos e leves para sua capacidade de geração de potência. Elevadas relações de marcha (de 9:1 a 20:1) provêm elevado torque de stall e grande versatilidade de motores. A potência da turbina pode ser facilmente alterada limitando o fluxo de ar através do motor (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

A operação de uma turbina a ar envolve um bocal que direciona e mede ar para uma hélice de turbina ou rotor. Então o ar em alta pressão e baixa velocidade é convertido para baixa pressão e alta velocidade. O fluxo de massa através da turbina determina sua potência. Mudar a quantidade de bocais ou as passagens de bocais aumenta a potência de saída proporcionalmente (Hydraulics & Pneumatics, 2012).

## **2.2.5 MÉTODOS ALTERNATIVOS**

### **2.2.5.1 MOTOR DI PIETRO**

O motor Di Pietro é uma nova tecnologia, baseado no conceito de pistão rotativo, aplicada em alguns veículos atuais. Trata-se um cilindro simples rotacional (“shaft driver”) que rola, sem fricção, dentro do estator cilíndrico. O espaço entre o estator e o “shaft driver” é dividido em seis câmaras de expansão por divisores pivotantes. Esses divisores seguem o movimento do “shaft driver” enquanto ele rola ao redor da parede do estator (Engineair Pty Ltd).

O “shaft driver” cilíndrico, forçado pela pressão do ar em sua parede externa, move-se excentricamente, movendo o eixo do motor por meio de dois elementos rolantes montados em rolamentos no eixo. O movimento de rolagem do “shaft driver” na parte interna do estator é amortecido por uma fina camada de ar. O tempo de duração da entrada de ar e de sua saída é governada por um temporizador com fenda, o qual é montado na saída do eixo e rotacional na mesma velocidade do motor (Engineair Pty Ltd).

A variação dos parâmetros de desempenho do motor é facilmente alcançado variando o tempo no qual é permitida a entrada de ar na câmara. Um período maior de entrada de ar permite que o fluxo de ar dentro da câmara seja maior, resultando em maior torque. Entretanto, um menor período de entrada de ar permite que a expansão, realizada na câmara, ocorra com uma maior eficiência. Desta forma, um

maior consumo de ar comprimido pode ser trocado por maior torque e potência de saída (Engineair Pty Ltd).

A velocidade e torque do motor são controlados simplesmente estrangulando o volume de ar ou a pressão do ar que entra no motor. O motor Di Pietro gera torque instantâneo a zero rpm e pode ser controlado de forma precisa para fornecer uma partida suave e controle de aceleração (Engineair Pty Ltd).

O motor possui diversas vantagens, entre elas: elevada eficiência (até 94,5%), torque elevado e constante, poucas partes, poucas partes móveis, virtualmente sem fricção, controle de velocidade suave, compacto e leve, sem vibrações e apenas à pressão de 1 psi é capaz de vencer a fricção (Engineair Pty Ltd).

#### **2.2.5.2 MOTOR DE MÚSCULOS PNEUMÁTICOS**

Em 2005 a empresa Festo lançou um motor baseado em músculos pneumáticos. Trata-se de um mecanismo que utiliza músculos pneumáticos, desenvolvidos pela própria empresa, para girar um eixo. Este motor seria de baixa rotação e elevado torque, que possui diversas vantagens sobre motores convencionais baseados em pistão. Algumas das vantagens deste mecanismo são:

Ausência de partes móveis em contato, eliminando assim a necessidade de ar lubrificado;

São mais leves e portáteis que motores a pistão comuns;

Possuem força inicial até 10 vezes maior que cilindros convencionais do mesmo diâmetro;

Elevada resposta dinâmica, mesmo quando submetido a elevadas tensões;

Controlados apenas por pressão, tornando simples o controle de força através do uso de válvulas;

Separação entre o meio de operação e o ambiente, tornando ideal para ambientes empoeirados e evitando vazamentos.

Os músculos fluídicos, que são membranas elásticas que encurtam quando são preenchidas por ar comprimido, servem como pistões trabalhando em tração.

Vários músculos podem ser conectados ao mesmo eixo a fim de suavizar a transmissão de potência, gerando uma rolagem mais suave.

Segundo o fabricante, utilizando um motor com dois músculos e dois cilindros usando ar comprimido a 200 bar pode propulsar o veículo por 22 minutos (FESTO Ag. & Co., 2015).

## **2.3 INTRODUÇÃO AO MÚSCULO PNEUMÁTICO**

Richard H. Gaylord inventou o músculo fluídico em 1995, com a patente concedida em 1958 a Clevite Corporation of Cleveland, Ohio. Gaylord descreveu o atuador como “um meio expansivo tubular alongado cercado por uma bainha tecida formando uma câmara expansiva que contrai em comprimento enquanto expande circunferencialmente”.

A força fornecida ao sistema será gerada pelo músculo pneumático através de seu encurtamento quando preenchido por ar comprimido. No entanto torna-se necessário que o movimento translacional do músculo seja convertido em rotacional, gerando o torque necessário para que o veículo vença as forças resistentes que atuam sobre o ele.

Com o intuito de desenvolver um sistema capaz de converter o movimento e gerar o torque, será feita uma breve discussão sobre o comportamento do músculo pneumático.

PAMs são aparatos contráteis com movimento linear operados por pressão de gases. O elemento de seu núcleo é uma membrana flexível reforçada e fechada, e em suas extremidades são conectadas à dispositivos que fazem a transferência da potência mecânica à uma carga. A membrana, ao ser inflada, contrai axialmente, exercendo força de tração sobre a carga. Portanto o movimento gerado por este atuador é linear e unidirecional.

Sua fonte de energia é gás, geralmente ar comprimido, que é forçado para dentro ou para fora do músculo. Dessa forma o atuador é movido pela diferença de pressão entre o meio externo e o meio interno. Embora seja possível criar um músculo que funcione com subpressão, eles geralmente funcionam com sobrepressão, pois muito mais energia pode ser transmitida usando sobrepressão (Frank Daerden, 2006).

São feitos para imitar o comportamento muscular, por isso são amplamente utilizados em robótica e existem em diversas configurações.

O músculo se comporta como uma mola quando há uma mudança na força externa: ele segue a aplicação da força. Com o músculo fluídico, ambas a força de pré-tensionamento e sua rigidez de mola equivalente podem ser variados. O músculo pode ser operado como mola tanto com pressão constante como com volume constante, modificando a característica de mola de forma a se adequar a aplicação.

### 2.3.1 MÚSCULO TRANÇADO

São compostos por um tubo ou bexiga estanques, envolvidas por um tecido trançado como mostrado na Figura 2-12 para um tipo especial deste modelo de músculo.

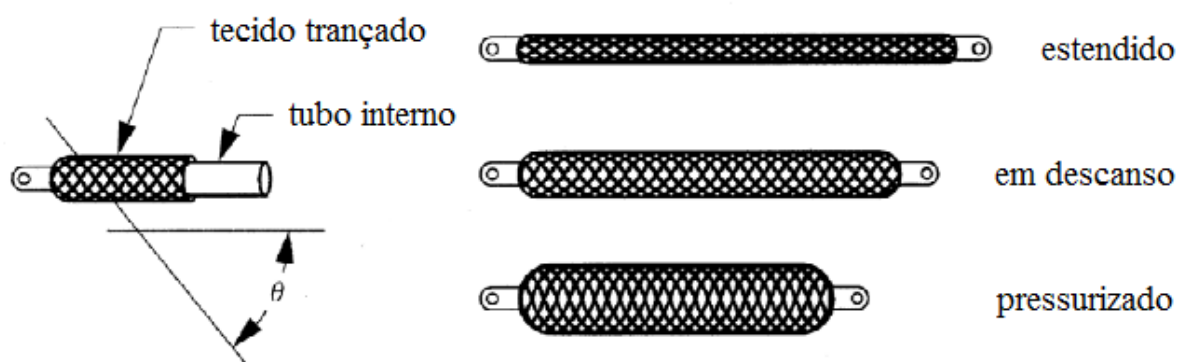


Figura 2-12: Músculo trançado, músculo McKibben.

As fibras trançadas passam de forma helicoidal pelo eixo longo do músculo em um ângulo  $+\theta$  e  $-\theta$ . Quando pressurizado o tubo pressiona lateralmente o tecido. Consequentemente a pressão interna é balanceada pela tensão da fibra trançada devido à curvatura da fibra sobre o tubo. A tensão da fibra é integrada no ponto final da trança para balancear o carregamento externo (Frank Daerden, 2006).

#### 2.3.1.1 MÚSCULO MCKIBBEN

Este é o tipo mais estudado e que possui mais publicações atualmente, é também o mais fácil de encontrar. A razão disso é, talvez, por ser mais barato, com



desenho menos complexo e fácil de montar. Em contrapartida possui uma expectativa de vida útil menor, apesar de a tecnologia ser recente e não haverem muitos dados sobre a real vida útil desse atuador.

Trata-se de um músculo trançado cilíndrico em que ambos o tubo e a trança são conectados às extremidades, dessa forma o músculo não apenas transfere tensão através das fibras, mas também serve como um recipiente para o gás. Os materiais comumente utilizados são látex, silicone, borracha e fibras de nylon. A Figura 2-12 mostra sua estrutura e modo de operação. Mudando seu ângulo de inclinação o trançado muda também seu comprimento e diâmetro.

No entanto, possui uma grande desvantagem, o músculo McKibben possui fricção seca inerente e pressão inicial. Por causa disso, é difícil atingir um controle de posição preciso. Adicionalmente, devido à fricção, as temperaturas afetam a operação do músculo. Outras desvantagens são o deslocamento limitado (máximo de 25% do comprimento nominal, segundo o fabricante Festo) e a energia necessária para deformar a membrana de borracha, diminuindo a força gerada (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.1.2 MÚSCULO DE BEXIGA COM MANGA**

Este tipo difere do McKibben pela bexiga interna. Ela não é conectada à manga. Isso significa que não há força passiva de mola adicionada à tensão do músculo. A principal vantagem deste tipo de atuador é a extrema facilidade de montar (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.2 MÚSCULO PLISSADO**

Este atuador é do tipo de membrana rearranjável. Isto significa que não há tensão do material quando inflado. A membrana do músculo possui um número de pregas na direção axial (assemelhando-se a um filtro de motor) e quando expande, ele o faz desdobrando essas pregas, como mostrado na Figura 2-13. Não há fricção neste processo. Além do mais, tensões na membrana na direção paralela (perpendicular ao eixo) são mantidas desprezíveis e diminuem com o aumento de dobras. Como resultado, praticamente não se gasta energia ao expandir a

membrana. Por causa da ausência de fricção este modelo praticamente não apresenta histerese (Frank Daerden, 2006).

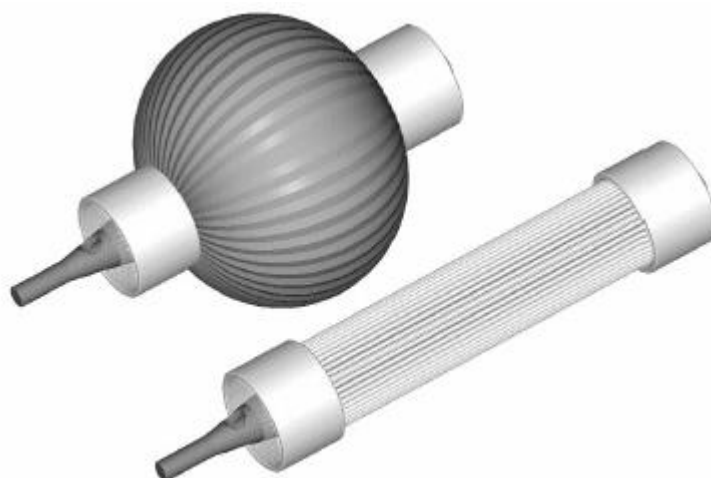


Figura 2-13 – Músculo plissado inflado e esticado.

As características deste tipo de músculo dependem da razão do tamanho total e diâmetro mínimo, do comportamento da tensão do material da membrana, da taxa de contração e, finalmente, da pressão aplicada.

### **2.3.3 MÚSCULOS COM REDES**

A diferença entre os músculos trançados e os com rede é a densidade rede de linhas cercando a membrana, uma rede sendo uma malha com buracos relativamente grandes e uma trança sendo uma rede estreita. Por causa disso, se a membrana é do tipo de alongamento, poderá suportar apenas baixas pressões. Portanto, este tipo de atuador terá, geralmente, um diafragma do tipo que se reordena (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.3.1 MÚSCULO YARLOTT**

Este tipo de músculo fluídico foi divulgado em uma patente norte americana de Yarlott. Compreende em uma bexiga elastômera alongada esferoidal, cercada por uma série de cordas de ponta a ponta. A bexiga é reforçada radialmente por cordões para resistir à expansão elástica, o que pode ser feito por um único cordão envolto helicoidalmente em torno da casca como mostrado na Figura 2-14.

A superfície da casca mantém a área praticamente constante que resulta em inflação ao rearranjar-se. Como o alongamento da casca é assim reduzido, mais energia pneumática pode ser transformada em mecânica. Se completamente alongado, as cordas axiais estariam completamente retas e a pressurização então levaria a uma tensão infinitamente alta. Entretanto, devido à elasticidade do material do cordão isso não será obtido. Aparentemente, Yarlott desenhou este músculo para operar à baixas pressões manométricas (um valor de 1,7 kPa é citado) (Frank Daerden, 2006).

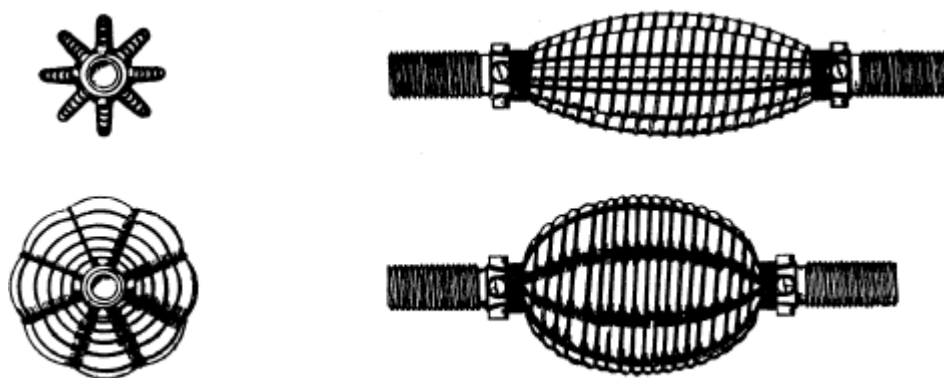


Figura 2-14 – Músculo Yarlott

#### 2.3.3.2 ROMAC

ROMAC é a sigla para RObotic Muscle ACtuator foi desenvolvido por G. Immega e M. Kukolj em 1986 e também foi patenteado. Consiste em uma bexiga articulada com múltiplos lobos direcionados por uma rede de fios e fechada em ambas as extremidades por encaixes. A bexiga é feita de uma bainha, caracterizada por sua elevada rigidez tensional, sua flexibilidade e sua vedação (p.e. fibras de tecido impregnadas com para aramida). A rede ou armadura é composto por elos tensores não esticáveis que são unidos em nós de forma a formar fendas de quatro lados com formato de diamantes na rede, como ilustrado na Figura 2-15 (Frank Daerden, 2006).

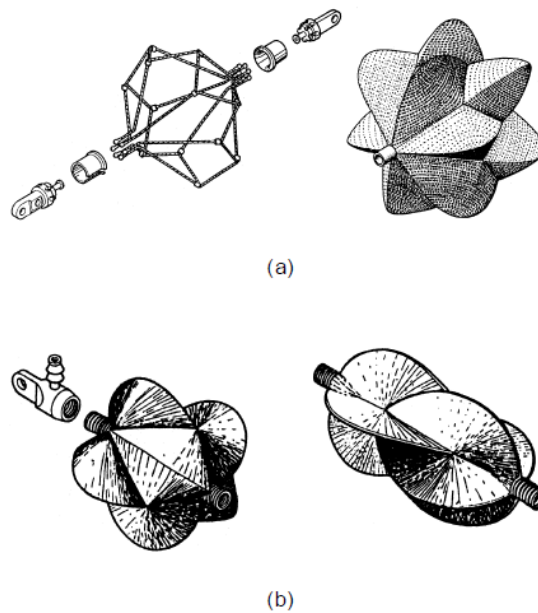


Figura 2-15 - ROMAC versão comum (a) e versão miniatura (b).

A bainha expande radialmente e contrai axialmente, mudando assim a base de cada lobo saliente. Como resultado o volume enclausurado muda. A superfície total deste atuador é constante independentemente da sua contração/elongação devido à rigidez tensional do material da membrana. Devido à ausência de fricção e estiramento da membrana, uma força muito maior e histerese desprezível são alcançadas quando comparados a músculos de membrana que estica (Frank Daerden, 2006).

### 2.3.3.3 MÚSCULO KUKOLJ

Este tipo de atuador é em sua concepção uma variação do músculo McKibben. A principal diferença entre eles é a manga: Enquanto o músculo McKibben possui uma manga tecida de forma justa, o músculo Kukolj usa um desenho de rede com mechas espaçadas. Em sua condição não carregada existe um espaço entre a rede e a membrana, que desaparece apenas a uma carga ajustavelmente alta de extensão. O motivo do espaço é a tendência da rede de contrair mais rápido que a membrana, resultando na flambagem próximo de suas extremidades. O esticamento inicial previne que isso aconteça (Frank Daerden, 2006).

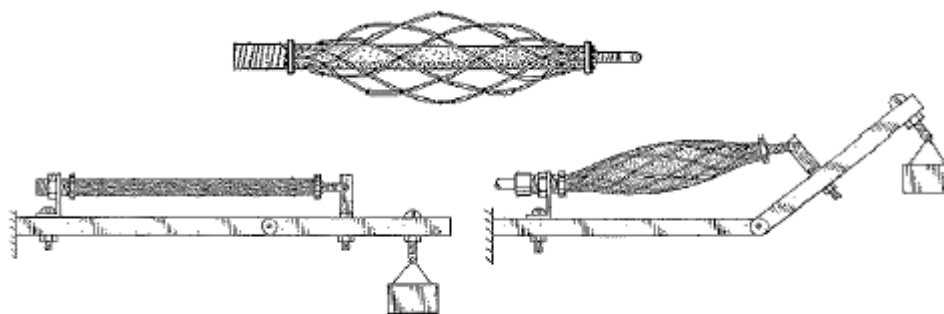


Figura 2-16 – Músculo Kukolj

### 2.3.4 MÚSCULOS EMBUTIDOS

A estrutura que suporta a carga neste tipo de músculo está embutida em sua membrana. Entre este tipo estão vários modelos, a maioria é referida pelo nome de seu inventor (Frank Daerden, 2006).

#### 2.3.4.1 MÚSCULO MORIN

Este conceito mais antigo de músculo fluídico tinha como objetivo ser um diafragma elástico adaptado para ser sujeito à pressão de qualquer fluido e transmitir qualquer variação de pressão de um dito fluido para um aparato de controle, como instrumentos de medição, válvulas e dispositivos similares (Frank Daerden, 2006).

Neste modelo um tubo de borracha é embutido por fios de elevada rigidez a tensão. Estes fios podem ser dirigidos ao longo do eixo longo do atuador ou em hélice dupla ao redor desse eixo. Toda a força tensional é suportada pelas fibras, enquanto o elastômero estica para permitir que o músculo infle.

Em sua patente, o criador propõe três modelos tendo diferentes modos de operação: um modelo de sobrepressão (mostrado na Figura 2-17 (a), vista em corte), um modelo de subpressão (Figura 2-17 (b), vista em corte), e um modelo de membranas concêntricas (Figura 2-17 (c), vista em corte).

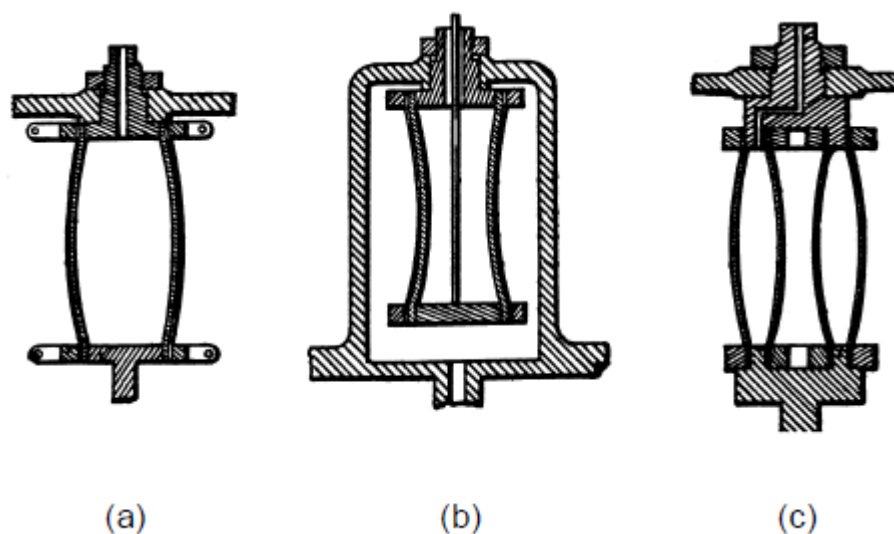


Figura 2-17 – Modelos dos músculos Morin.

#### 2.3.4.2 MÚSCULO BALDWIN

Este tipo de músculo é baseado no modelo de Morin. Consiste em uma membrana de elastômero, uma borracha cirúrgica muito fina, embutidos por filamentos de vidro na direção axial. A membrana resultante possui um módulo de elasticidade na direção da fibras que é muito maior que na direção perpendicular às fibras. A Figura 2-18 mostra alguns esboços deste tipo de músculo.

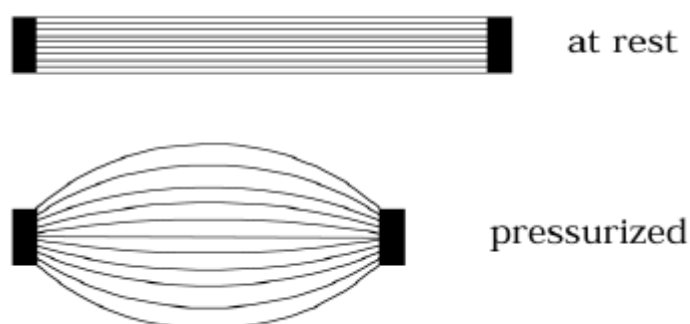


Figura 2-18 – Músculo Baldwin.

Devido à ausência de fricção e a membrana muito fina, este músculo apresenta menos histerese e baixa pressão limiar se comparado aos músculos trançados, mas como a expansão radial é bastante elevada, as pressões manométricas devem ser limitadas a valores baixos, tipicamente de 10 a 100 kPa. Baldwin cita pressões de até 1600 N a essas baixas pressões. Testes de vida, que

consistiram em levantar e abaixar continuamente um peso de 45 kg a pressão de 100 kPa, indicaram 10.000 a 30.000 ciclos (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.4.3 UPAM**

O UPAM, que significa “Under Pressure Artificial Muscle”, possui um desenho similar ao modelo de Morin mostrado na Figura 2-17 (b). Quando o gás é expelido da membrana, ela colapsa em uma maneira não simétrica ao redor do eixo. Uma vez que a contração acaba quando uma parede toca a outra, o músculo deve ser projetado para ser mais grosso para obter valores razoáveis de contração. Devido a dificuldade de gerar subpressão esses músculos são capazes de forças baixas (de 20 a 140 N) (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.4.4 MÚSCULO TRICOTADO DE PAYNTER**

Este modelo possui uma bexiga esférica que é reforçada por uma estrutura tricotada de fibras fortes, resistentes e flexíveis. Esta estrutura é feita a fim de possuir a mesma forma esférica da bexiga, para que se conforme e possa ser facilmente se unir a ela. A bexiga é feita de material elastômero. Durante a inflação a bexiga não alonga-se como no caso dos músculos McKibben. Quando totalmente inflado o musculo assume a forma original bexiga e esfera tricotada. Despressurizado o musculo pode chegar a extensão de metade da circumferencia da esfera. Portanto, sua contração máxima é de 36,3%. Pressões manométricas de trabalho podem ser de até 800 kPa e a expectativa de vida é de várias centenas de milhares de ciclos (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.4.5 MÚSCULO HIPERBOLOIDE DE PAYNTER**

Um modelo alternativo elaborado por Paynter diz respeito a um tipo de musculo cuja membrana, em seu estado completamente alongado, possui o formato de um hiperboloide de revolução. A membrana de elastômero é embutida por uma manga de fios inextensíveis e flexíveis que são ancorados aos conectores. Com o atuador em seu estado mais longo, as fibras correm em linha reta de ponta a ponta, definindo então a superfície do hiperboloide. Um conjunto de fios corre em uma direção ao redor do eixo, e uma quantidade igual corre no sentido oposto. A Figura

2-19 mostra um esquete do músculo. Quando inflado a membrana infla em uma superfície quase esférica (b).

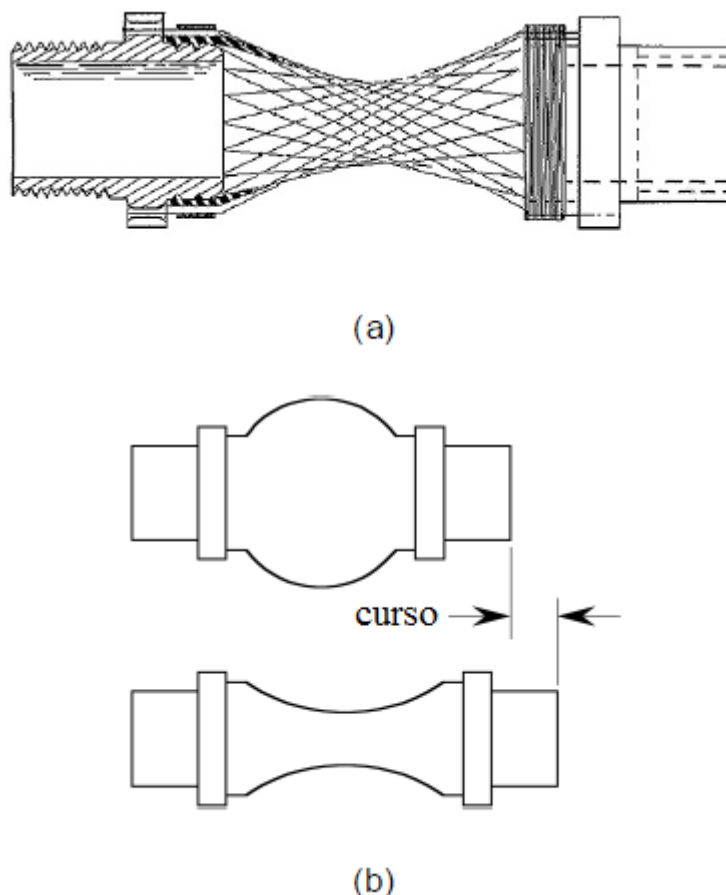


Figura 2-19 – Músculo hiperboloide de Paynter.

Paynter cita fios de aço, cordas, fibras de poliéster e para aramida como possíveis materiais para os fios. Para a membrana ele sugere borracha de neoprene ou poliuretano. O músculo pode ser tanto pneumático como hidráulico. O diâmetro máxima quando inflado é cerca de duas vezes o diâmetro dos encaixes, com as tensões proporcionais ao quadrado deste valor. O curso máximo de encurtamento é de cerca de 25% e tensões de 500 N a 200 kPa sem contração são mencionadas em sua patente para um músculo de 2,5 cm de comprimento de 1,25 de diâmetro de seu conector (Frank Daerden, 2006).

#### **2.3.4.6 DISPOSITIVO DE TORÇÃO KLEINWACHTER**

Kleinwachter e Geerk descrevem em sua patente como a técnica de membrana inflável pode ser usada em um dispositivo torcional, o qual eles referem



como músculo torcional. Ele possui um diafragma toróide e sua extremidade externa ligada a uma estrutura com formato de anel e sua extremidade interna a um eixo. O diafragma é embutido com filamentos enrijecedores que correm obliquamente através da direção radial da estrutura interna ao eixo. Quando inflado a membrana se ressalta e os filamentos rotacionam o eixo na direção de  $\varphi$ , como indicado na Figura 2-20. A rotação em uma direção e torque são assim alcançados (Frank Daerden, 2006).

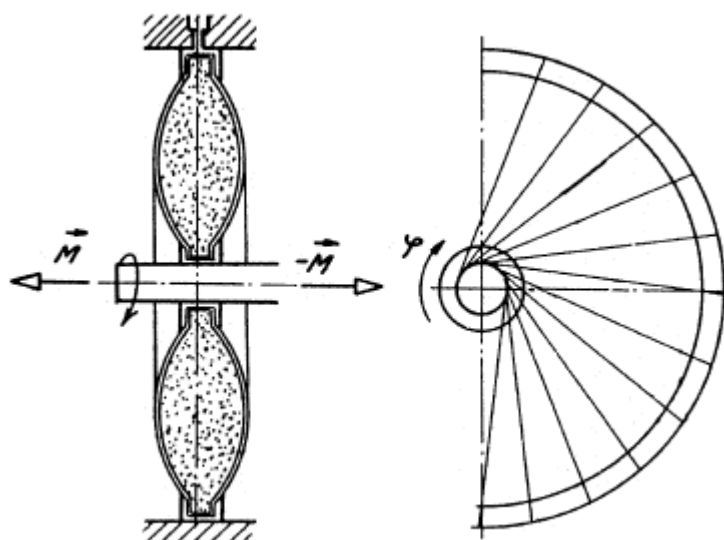


Figura 2-20 – Dispositivo de torção Kleinwachter

## 2.4 SELEÇÃO DO MÚSCULO

Infelizmente muitos dos músculos descritos neste trabalho não estão sendo comercializados. Muitos deles foram desenvolvidos a fim de serem usados em robótica, uma vez que dispositivos que simulam músculos são necessários para criar mecanismos que simulam o movimento natural. PAMs são utilizados em aplicações onde é necessária uma elevada relação de potência por peso, como máquinas que andam/correm e até em mecanismos que voam usando asas.

Atualmente a empresa Festo Ag. & Co. produz um músculo similar ao McKibben. Por este ser o tipo de músculo que possui mais publicações, além de resultados práticos e aplicações no mesmo âmbito deste trabalho, torna-se a melhor opção para desenvolver o mecanismo de propulsão deste veículo.

## 2.5 MODELAGEM DO MÚSCULO MCKIBBEN

O músculo McKibben pode ser descrito a partir de apenas alguns parâmetros construtivos, ilustrados na Figura 2-21 onde  $L$  e  $D$  são respectivamente o comprimento nominal e o diâmetro nominal do músculo em situação de relaxamento (sem tensões aplicadas),  $\theta$  é o ângulo do fio trançado com relação ao eixo longo do cilindro,  $n$  é o número de voltas do fio ao redor do cilindro e  $b$  é o comprimento do fio.

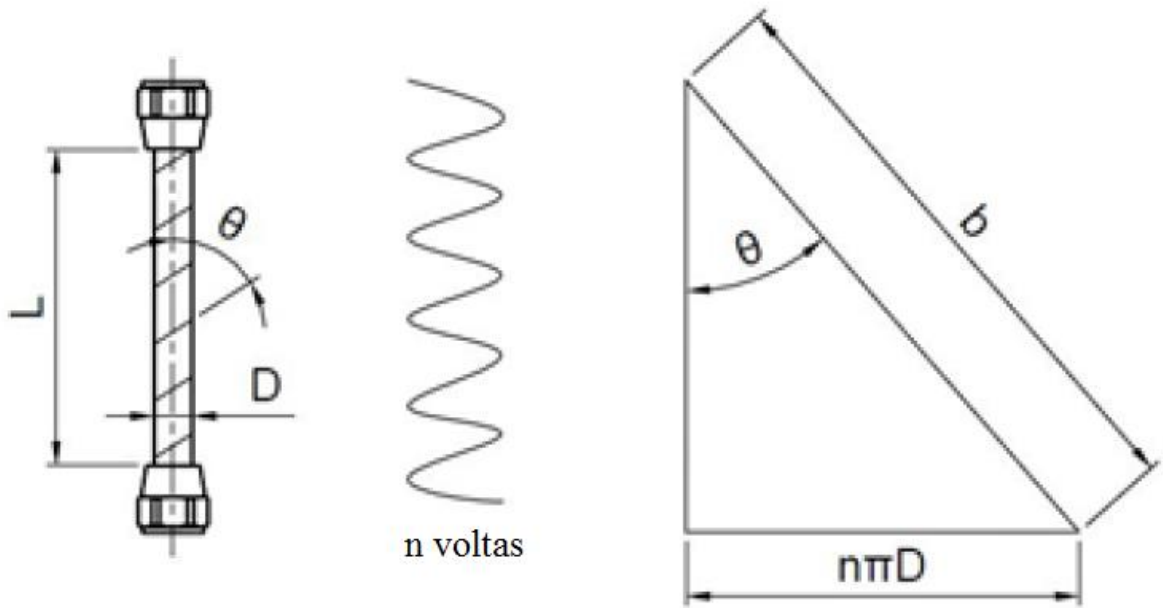


Figura 2-21 – Parâmetros construtivos do músculo.

Para achar a tensão em função da pressão e do comprimento do atuador sem considerar a estrutura geométrica detalhada, uma abordagem teórica baseada na conservação de energia é descrita a seguir.

O trabalho de entrada ( $W_{ent}$ ) é realizado no músculo McKibben quando o gás empurra a superfície interna da estrutura. Ou seja:

$$W_{ent} = \int_{s_i} (P - P_0) d\mathbf{l}_i \cdot d\mathbf{s}_i = (P - P_0) \int_{s_i} d\mathbf{l}_i \cdot d\mathbf{s}_i = P' dV \quad (1)$$

Onde  $P$  é a pressão interna absoluta do gás,  $P_0$  é a pressão do ambiente (1 atm = 1.0336 bar),  $P'$  a pressão relativa,  $s_i$  a superfície total interna,  $ds_i$  é o vetor da área,  $dl_i$  o deslocamento da superfície interna, e  $dV$  a variação de volume. O

trabalho de saída é realizado quando o atuador encurta associado com a variação de volume, logo:

$$W_{\text{sai}} = -FdL \quad (2)$$

Onde  $F$  é a tensão axial e  $dL$  é o deslocamento axial. Pela visão da conservação de energia, o trabalho que entra tem que ser igual ao trabalho que sai se o sistema não apresenta perdas e não estoca energia. Assumindo que o atuador é ideal, podemos usar a hipótese de trabalho virtual:

$$dW_{\text{ent}} = dW_{\text{sai}} \quad (3)$$

Portanto das equações (1) e (2):

$$P'dV = -FdL \quad (4)$$

Ou

$$F = -P' \frac{dV}{dL} \quad (5)$$

Para estimar  $dV/dL$  a porção mediana do atuador é modelada como um cilindro perfeito, como mostrado na Figura 2-21. Dessa forma  $L$  e  $D$  podem ser expressos como função de  $\theta$  com parâmetros constantes  $n$  e  $b$ .

$$L = b \cos \theta \quad (6)$$

$$D = \frac{b \sin \theta}{n \pi} \quad (7)$$

O volume do cilindro é:

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 L = \frac{b^3}{4 \pi n^2} \sin^2 \theta \cos \theta \quad (8)$$

Então, da equação (5)  $F$  pode ser escrito como função de  $P'$  e  $\theta$ .

$$F = -P' \frac{dV}{dL} = -P' \frac{\frac{dV}{d\theta}}{\frac{dL}{d\theta}} = \frac{P' b^2 (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)}{4 \pi n^2} = \frac{P' b^2 (3 \cos^3 \theta - 1)}{4 \pi n^2} \quad (9)$$

Que é equivalente a:

$$F = \frac{\pi D_0^2 P'}{4} (3 \cos^2 \theta - 1) \quad (10)$$

Onde:

$$D_0 = \frac{b}{n \pi} \quad (11)$$

Sendo  $D_0$  é o diâmetro quando  $\theta$  igual a  $90^\circ$ . De (10) pode-se deduzir que a tensão é proporcional à pressão e uma função monotônica do ângulo do fio ( $0^\circ < \theta < 90^\circ$ ). O encurtamento máximo será atingido quando  $F = 0$ , ou seja  $\theta = 54,7^\circ$ .

No entanto, quando são levadas em consideração as perdas e descontinuidades do sistema, vemos que essa relação não é mais linear.

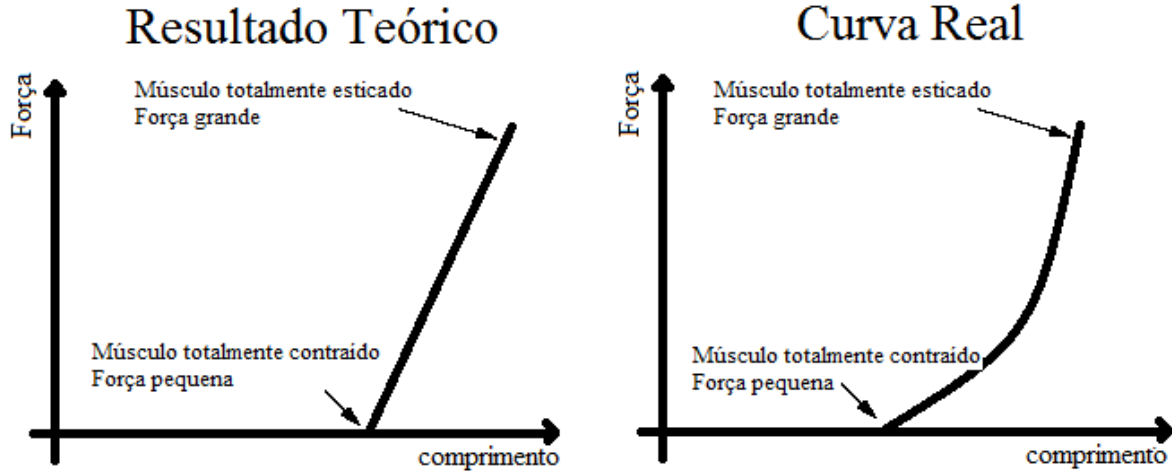


Figura 2-22 – Comparação entre o resultado teórico e experimental.

Um detalhamento maior pode ser obtido quando, ainda por Chou e Hannaford (1994 e 1996), for considerada a espessura  $t_k$  da parede do músculo. Com isto, tem-se:

$$V_{cilindro} = \frac{\pi(D-2t_k)^2L}{4} \quad (12)$$

A nova formulação é:

$$F = \frac{\pi D_0^2 P' (3 \cos^2 \theta - 1)}{4} + \pi P' \left[ D_0 t_k \left( 2 \sin \theta - \frac{1}{\sin \theta} \right) - t_k^2 \right] \quad (13)$$

Considerando os cálculos anteriores do modelo simplificado em que a espessura da parede interna ainda não foi inserida como relevante na formulação e modificando tal expressão para deixar de uma forma mais evidente a contração do músculo, tem-se:

$$F = \pi D_0^2 P' \frac{(3 \sin(\theta_0)(1 - \Delta L)^2 - 1)}{\tan^2(\theta_0) \sin(\theta_0)} \quad (14)$$

Onde:

$$\Delta L = 1 - \frac{L}{L_0} \text{ (contração do músculo)} \quad (15)$$

Onde  $L$  é o comprimento do PAM no instante analisado,  $L_0$  é o comprimento do músculo em repouso e sem carga e  $\theta_0$  é o ângulo  $\theta$  também em repouso e sem carga.

Quando comparadas as duas modelagens, obtemos as seguintes curvas mostradas na Figura 2-23.

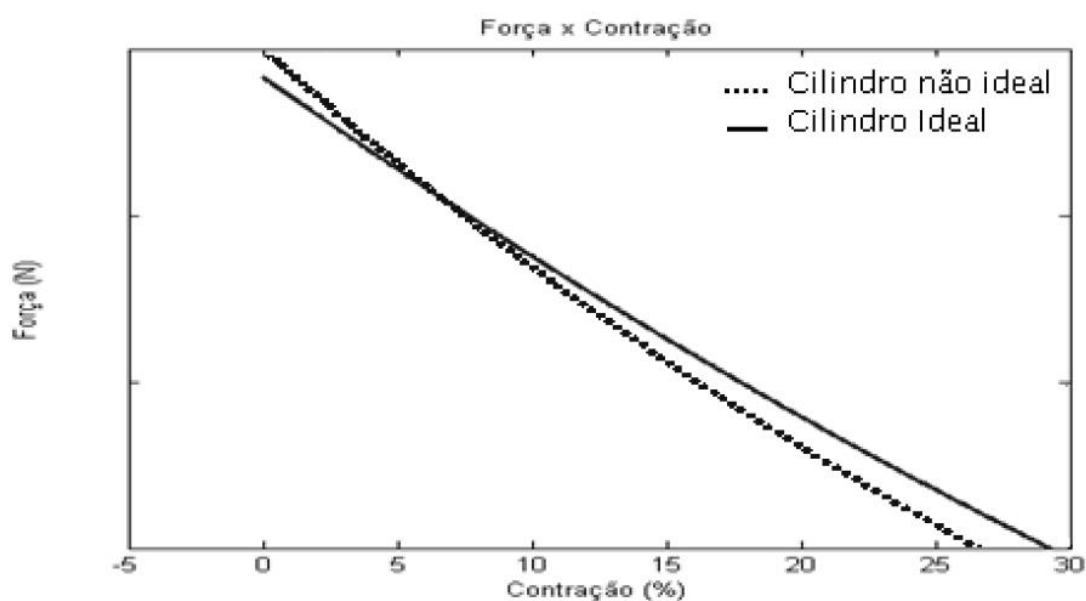


Figura 2-23 – modelagens dos músculos para uma determinada condição de trabalho.

Porém, quando comparado com o músculo real, fornecido pela FESTO, vemos na Figura 2-24 que o modelo se aproxima bastante do músculo real, porém em baixas pressões o modelo não se adequa, obtendo erros acima do aceitável, no caso 10%.

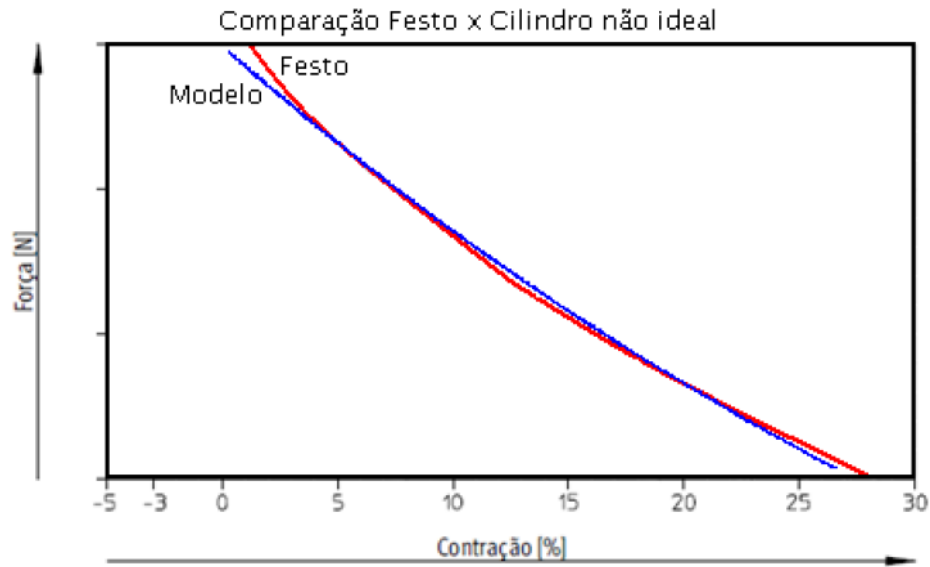


Figura 2-24 – Comparação do cilindro da FESTO com o não ideal para alta pressão. Fonte: (Morgado Jr, 2011).

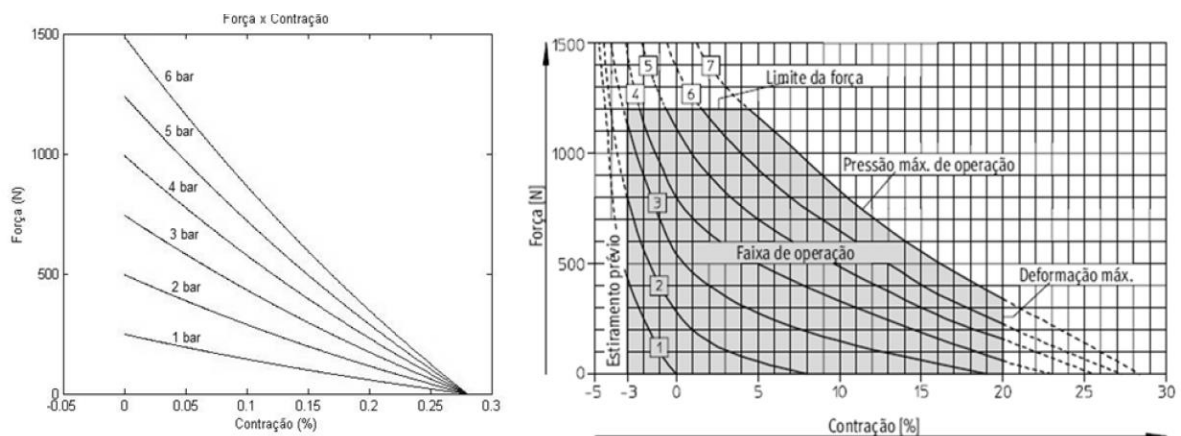


Figura 2-25 – Comparação do resultado simulado com os dados do fabricante para o MAS-20. Fonte: (Morgado Jr, 2011).

Portanto, para o caso estudado pode ser feita uma aproximação numérica usando a seguinte equação:

$$F(P, \Delta L) = (a_1 P + a_2) \exp^{a_3 \Delta L} + a_4 \Delta L P + a_5 P + a_6 \quad (16)$$

Onde  $P$  e  $\Delta L$  são, respectivamente, a pressão e a contração (deslocamento relativo) e  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $a_4$ ,  $a_5$ , e  $a_6$  são parâmetros desconhecidos a serem calculados. Utilizando o Microsoft Excel Solver é possível definir os parâmetros para o caso estudado e, assim, traçar o mesmo gráfico para o caso estudado.

Tabela 1 – Parâmetros calculados usando o Microsoft Excel Solver.

Parâmetros	Valores
$a_1$	-5,90740254
$a_2$	280,5263678
$a_3$	-0,33374175
$a_4$	-9,38346682
$a_5$	307,2595996
$a_6$	-274,484755

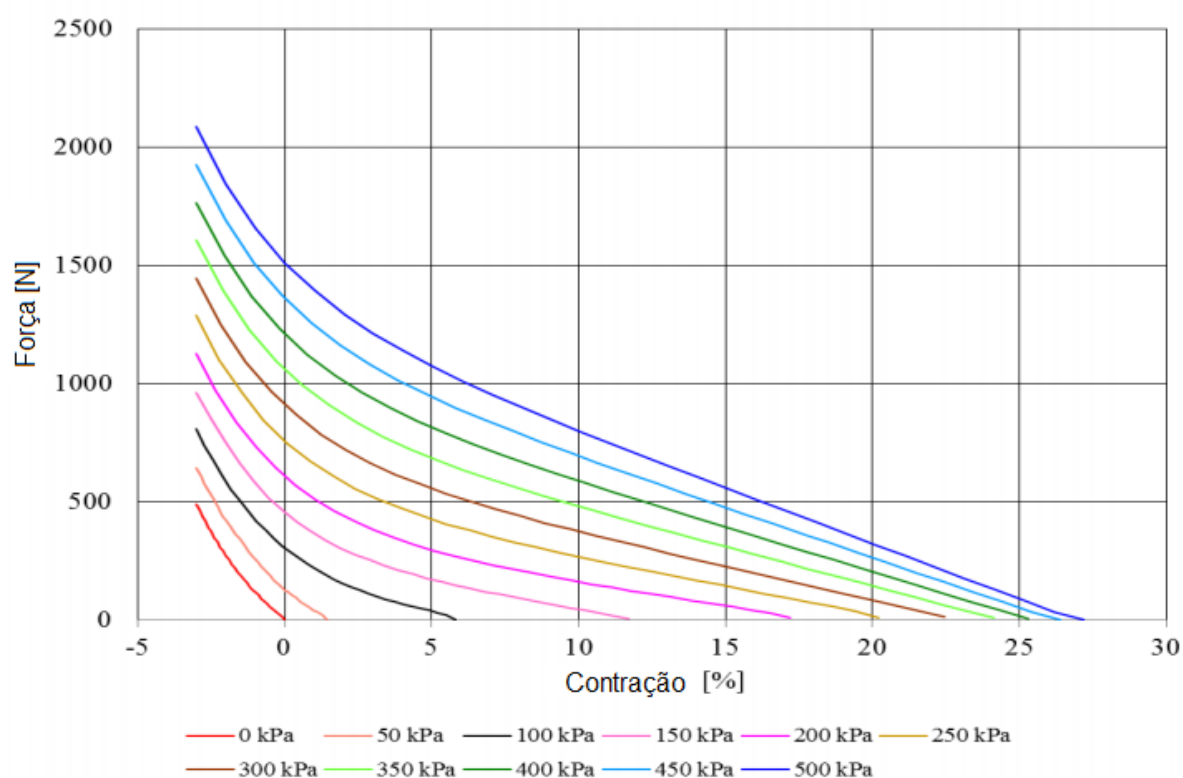
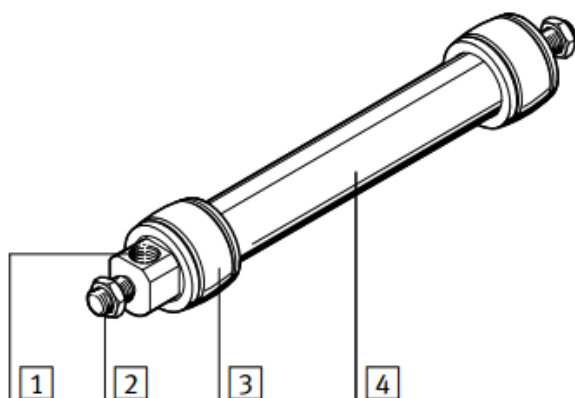


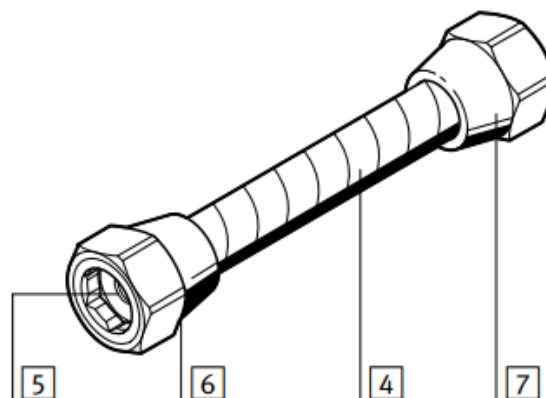
Figura 2-26 – Gráficos traçados usando os parâmetros calculados.

## 2.6 MÚSCULO REAL (FESTO)

A Festo Ag. & Co. produz um músculo similar ao McKibben, como já dito. Tais músculos são produzidos em dois modelos, o DMSP com conectores sobre pressão, que, segundo o fabricante, é mais compacto e leve que o outro modelo, o MAS, que possui conectores de rosca, que é mais robusto e possui maior vida útil. Ambos os modelos são ilustrados na Figura 2-27.

**DMSP**

- 1** Rosca para porta de entrada (apenas para DMSP)
- 2** Rosca de conexão (apenas para DMSP)
- 3** Flange de conexão com manga do tipo de pressão (apenas para DMSP)
- 4** Diafragma contrátil (tubulação reforçada por fibra) -



**MAS-...-K/O**

- 5** Rosca para adaptador conector (apenas para MAS-...-K/O)  
- para MAS-...-MO aberto em ambos os lados  
- para MAS-...-MC aberto em um lado
- 6** Limitador de força dentro da flange conectora (apenas para MAS-...-K)
- 7** Flange conectora com hexagono externo (apenas para MAS-...-K/O)

Figura 2-27 – Modelos DMSP e MAS da Festo Ag & Co. Fonte: Festo

O fabricante disponibiliza cada músculo em quatro possíveis diâmetros (para o modelo MAS apenas 3) . Seus comprimentos podem chegar a 9 metros e a força que são capazes de exercer está intrinsicamente ligada ao diâmetro do músculo.

Tabela 2 – Modelos DMSP e MAS da FESTO.

Versão	Tipo	Diâmetro inicial [mm]	Comprimento Nominal [mm]	Força [N]
<b>Músculo fluidico com conectores de pressão</b>				
	DMSP	5	30...1000	0 – 140
		10	40...9000	0 - 630
		20	60...9000	0 - 1500
		40	120...9000	0 - 6000
<b>Músculo fluidico com conectores rosqueáveis</b>				
	MAS	10	40...9000	0 – 630
		20	60...9000	0 – 1500
		40	120...9000	0 – 6000

No músculo DMSP, o diafragma é preso por meios de uma manga e os adaptadores são integrados. O DMSP é distinguido do MAS também por seu design



mais compacto, uma seção transversal 25% menor e 30% mais leve. No MAS o diafragma é preso por conexão roscada.

Em sua patente (Bergemann, Lorenz, & Thallemer, 2000), o músculo é descrito como um atuador, onde o meio contrátil (ilustrado na Figura 2-28 como 1) comprime um meio contrátil (2) que em seu estado não ativado assume formato tubular e se estende axialmente entre os conectores em suas pontas (3 e 4), aos quais está preso.

Além disso, o meio contrátil (2) inclui um tubo (5) de borracha com propriedades elásticas, por exemplo, borracha ou meios elastômeros. O meio contrátil também compreende uma estrutura de fios (6) arranjada coaxialmente em torno do tubo (5) que comprime uma pluralidade de fios flexíveis (7), que possuem uma relativa alta força de tensão, simultaneamente. Estes fios (7) são fibras individuais de material têxtil (apesar de poderem ser feitos de material plástico ou uma estrutura multifibras).

A estrutura de fios (6) é completamente integrada ao corpo do tubo (5). Suas fibras individuais são embutidas no material do tubo (5) e preferencialmente completamente cercadas pelo material do tubo. As regiões 8 e 9 do meio contrátil (2) estão fixados às peças 3 e 4 respectivamente.

O tipo de conexão é selecionado de forma que haja uma conexão estanque entre as peças 3 e 4 e o corpo do tubo (5). Também é importante que a conexão seja resistente à tensão. Isso é alcançado fazendo com que as peças 3 e 4 possuam uma parte interna (12) e uma parte externa (13) roscados como uma porca de conexão. A parte interna (12) possui uma seção cônica (14), apertando contra o meio contrátil (2). Dessa forma o meio contrátil é preso firmemente entre a parte externa (13) e a seção cônica (14).

Os fios (7) da estrutura de fios (6) são arranjados como dois grupos de fios (18) e (19), os quais se estendem em relação ao outro em uma configuração cruzada, de forma a formar um grid de losangos. Se ao interior (17) do tubo (5) for fornecido um meio de pressão, o tubo (5) irá aumentar seu diâmetro, o que causa uma deformação no grid de losangos e resulta em um encurtamento do meio contrátil (2).

Os fios (7) de um grupo de fios (18) são arranjados preferivelmente adjacentes um ao outro e correm com o mesmo alinhamento de forma helicoidal ao redor do tubo (5). O próximo grupo (19) é então colocado perifericamente ao grupo anterior de forma oposta, dessa forma os fios não se cruzam (um passando por cima de um e por baixo do próximo), de forma que uma rede é concentricamente cercada por outra. Dessa forma os fios (7) estarão esticados mesmo em um estado de relaxamento do músculo, garantindo assim que exerçam uma força de tensão axial substancialmente alta, fazendo com que o meio atuador (1) possua um comportamento de resposta excelente.

Outra vantagem é a separação dos grupos de fios 18 e 19 por um material de separação (22), que faz com que os grupos de fios (18 e 19) jamais se toquem não importando o estado de contração do músculo. O material do material de separação é o mesmo do corpo do tubo (5), fazendo com que haja um uso menor de material. A função do material de separação (22) é fazer com que não haja fricção entre os fios (7) e é importante que seja capaz de aguentar a carga dos fios (7) quando carregados, de forma a não ser cortado, e ao mesmo tempo ser flexível o suficiente para não limitar os graus de liberdade necessários dos fios (7). Dessa forma, o material de borracha foi considerado o mais adequado. A integração dos fios (7) e do material de separação (22) e o material do tubo (5) podem ser feitas, por exemplo, vulcanizando camadas sucedidas do material de borracha usando camadas intermediárias de tal material entre os grupos de fios 18 e 19.

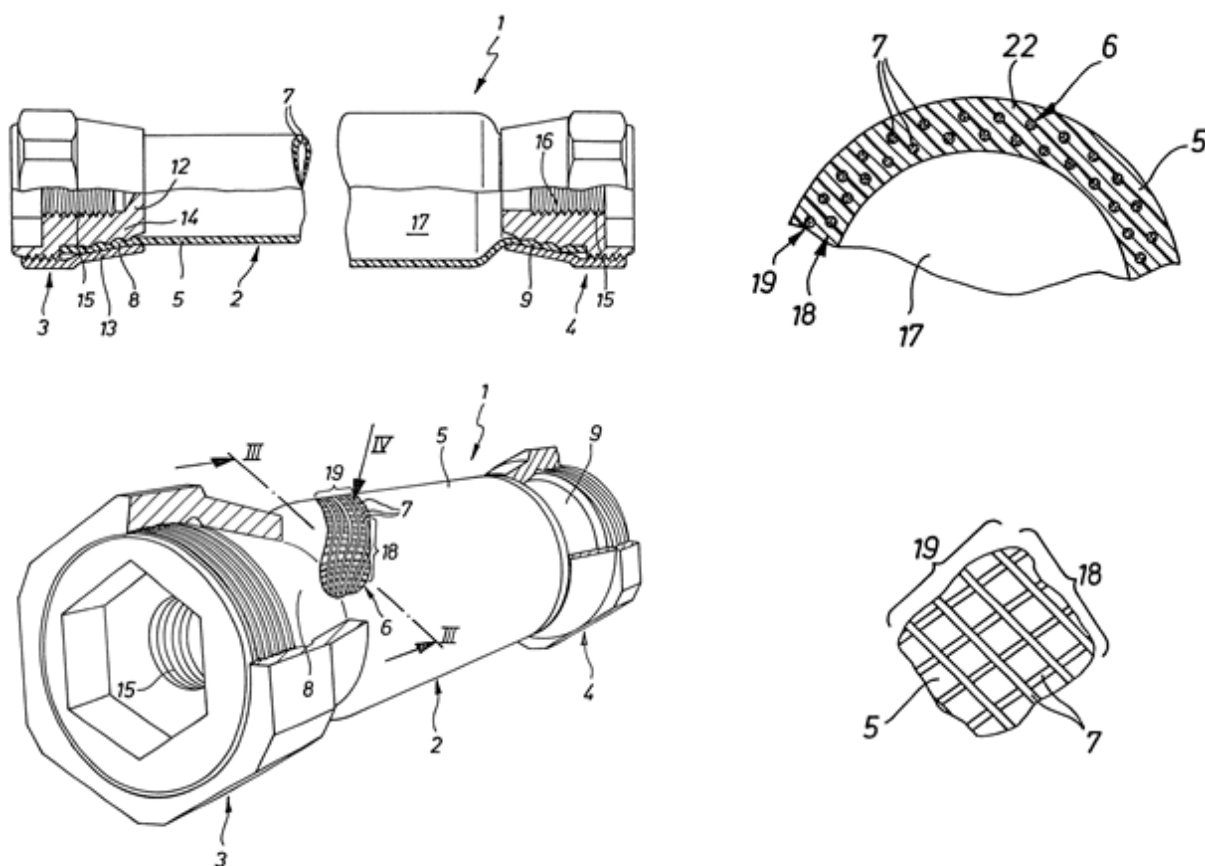


Figura 2-28 – Estrutura do músculo da FESTO. Fonte: (Bergemann, Lorenz, & Thallemer, 2000)

Quanto a sua forma de operação, os músculos podem chegar a 150 Hz de frequência de ativação para pequenas porcentagens de contração, e sua área ótima de atuação é acima de 1 Hz, não sendo recomendado que o músculo fique muito tempo em seu estado contraído.

Segundo o catálogo do fabricante, no caso mais simples, o músculo age como um atuador de ação simples contra uma mola ou uma carga. A mola pré-tensionada o músculo, levando-o a uma posição diferente de sua condição expandida, não pressurizada (ideal: 0,5% do comprimento nominal). Esse estado de operação é ideal levando em consideração as propriedades técnicas do músculo fluídico: no estado despressurizado, o diafragma não está comprimido. Quando pressurizado, o músculo pré-tensionado desta forma desenvolve máxima força com características dinâmicas ótimas e consumo de ar mínimo. A faixa de operação mais eficiente é provida com contrações abaixo de 9%. A eficiência do músculo será maior quão

menor for o seu grau de contração. A Figura 2-29 mostra a faixa de operação recomendada pelo fabricante (quando o músculo se mostra mais eficiente).

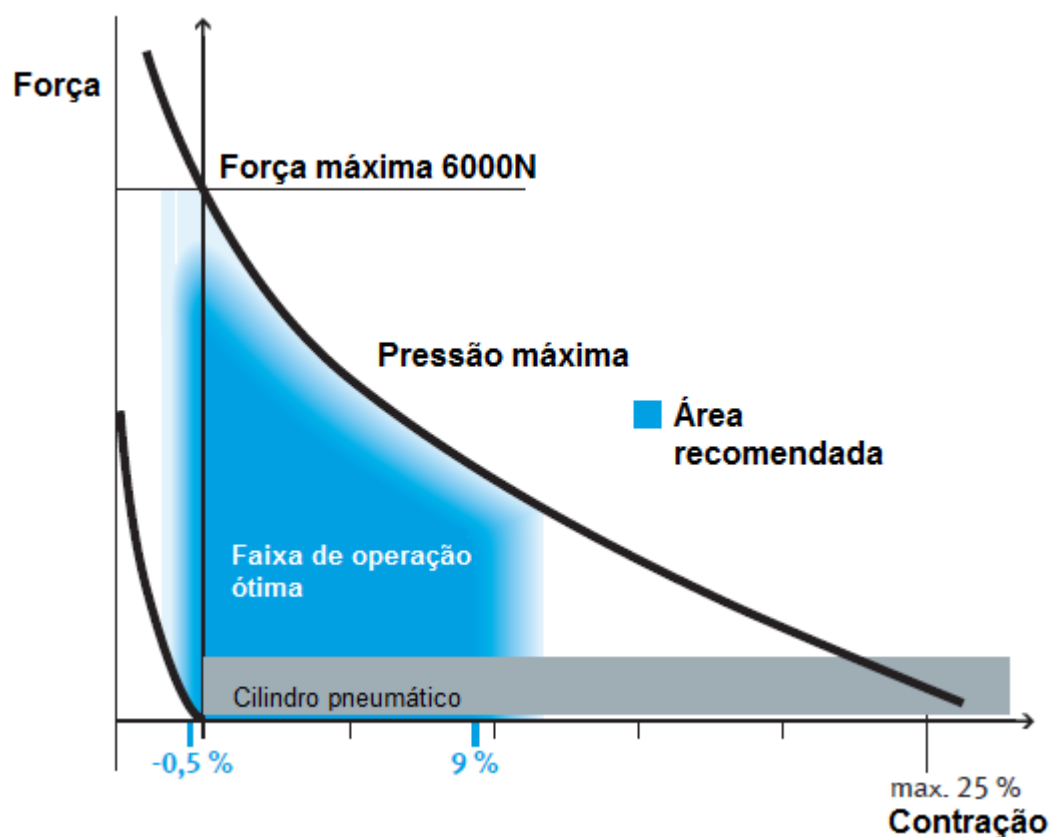


Figura 2-29 – Condição ótima de trabalho do músculo pneumático. Fonte: (FESTO Ag. & Co., 2015)

Quanto ao peso que o atuador pode atingir, a Tabela 3 mostra como calcular o peso do atuador de acordo com seu tamanho e conectores.

Tabela 3 – Peso do atuador por comprimento.

Tamanho	Peso [g]		
	MAS-10...	MAS-20...	MAS-40...
Peso básico a 0 m de comprimento	77	238	673
Peso adicional para cada metro de comprimento	94	178	340
Conexão sem compensador de força	MO	38	114
	MC	39	124
Conexão com compensador de força	MO	49	153
	MC	49	153

### 3. PARÂMETROS DE PROJETO

#### 3.1 METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DE POTÊNCIA MOTORA

A segunda lei de Newton, que rege os movimentos de corpos na física, diz que a aceleração é proporcional à força resultante e inversamente proporcional a massa. Ainda segundo Newton, a força resultante em um corpo é o somatório de todas as forças que agem sobre ele.

Para modelar o desempenho de um veículo tem que se calcular qual a força de tração necessária para mantê-lo a uma determinada velocidade. (Jazar, 2008)

Tendo isso como base, é possível descrever o somatório de forças que agem sobre o corpo como sendo:

$$F_t = F_i + F_r + F_g + F_d \quad (17)$$

Onde,

$F_t$  = Força de tração

$F_i$  = Força de inércia

$F_r$  = Força de resistência à rolagem

$F_g$  = Força devido à ação da gravidade

$F_d$  = Força de arrasto aerodinâmico

Partindo da segunda lei de Newton, quando em velocidade constante, ou seja, onde não há aceleração, a força de tração é, em módulo, igual ao somatório das forças resistentes.

As forças resistentes que atuam sobre o veículo serão descritas a seguir nessa seção.

##### 3.1.1 FORÇA DE INÉRCIA

De acordo com a primeira lei de Newton, ou lei da Inércia, a tendência dos corpos, quando nenhuma força é exercida sobre eles, é permanecer em seu estado natural, ou seja, repouso ou movimento retilíneo e uniforme. Logo, para que um

corpo permaneça em movimento a uma dada velocidade é necessário que sua força resultante seja nula.

O movimento de um veículo consiste na deslocação do mesmo com algumas de suas partes em rotação, sendo as principais suas rodas e eixos. A inércia de um corpo para translação é determinada por sua massa, e para rotação pelo momento de inércia.

Em uma rotação pura (movimento angular), todos os pontos do corpo se movem ao longo de circunferências cujo centro está sobre o eixo de rotação, e todos os pontos descrevem um mesmo ângulo em um mesmo intervalo de tempo. Na translação pura (movimento linear), todos os pontos se movem ao longo de linhas retas, e todos os pontos sofrem o mesmo deslocamento linear em um mesmo intervalo de tempo. A Figura (2-1) mostra o movimento de translação, o movimento de rotação e o movimento combinado nessa ordem. (Halliday, 2008)

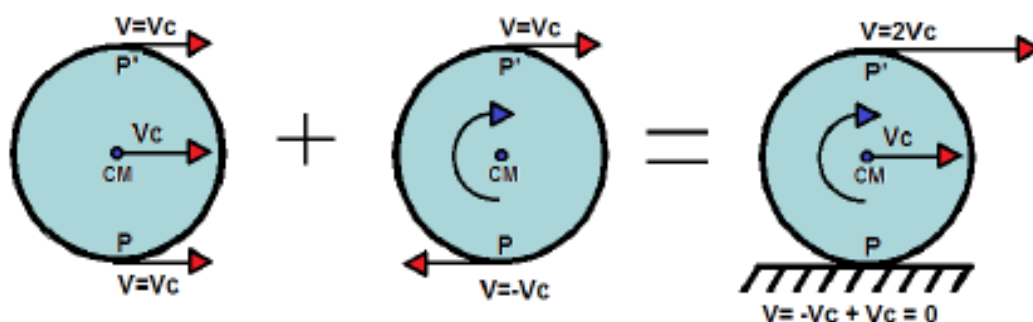


Figura 3-1 - Descrição da rotação como movimento combinado. Fonte: (Silva, 2013)

A combinação de movimentos modela a roda girando sem deslizar, o que significa que não há deslocamento relativo entre a parte da roda que toca o solo e o mesmo.

A força de inércia devido à translação pode ser escrita como:

$$F_i^t = m \times a \quad (18)$$

Onde,

$F_i^t$  = Força de inércia devido à translação

$m$  = Massa do corpo em quilogramas

$a$  = Aceleração linear do corpo em metros por segundo ao quadrado

Já a força de inércia devido à rotação:

$$F_i^r = m \times a = m \times \frac{\partial v}{\partial t} \quad (19)$$

Mas a velocidade angular é dada como:

$$v = \omega \times r \quad (20)$$

A equação (19) pode ser escrita como:

$$F_i^r = m \times \frac{\partial(\omega \times r)}{\partial t} \quad (21)$$

Multiplicando ambos os membros por  $r$ , temos:

$$F_i^r \times r = m \times r^2 \times \alpha \quad (22)$$

Onde  $\alpha$  é a variação instantânea da velocidade angular (aceleração angular). Sabendo também que um binário é gerado quando aplicamos uma força a um corpo rígido que pode rodar em torno de um eixo é dado por:

$$\tau = F \times r \quad (23)$$

Substituindo (23) em (22):

$$\tau_i^r = m \times r^2 \times \alpha \quad (24)$$

Nota-se que o momento de inércia realiza o papel da massa e mostra a inércia do corpo quanto à rotação em torno do eixo este gira. O momento de inércia é definido como:

$$J = \sum_{i=1}^n m_i \times r_i^2 \quad (25)$$

Onde  $n$  é o número de partículas a uma distância  $r$  do centro de massa, onde todas giram com velocidade angular  $\omega$ .

Então a 2ª lei de Newton para rotação fica:

$$\tau = J \times \alpha \quad (26)$$

Nesta forma da equação (26) fica evidente que o binário  $\tau$  faz o papel de força,  $J$  representa a inércia do corpo e é comparável com a massa. Por fim  $\alpha$  tem papel de aceleração produzida quando o binário é aplicado.

Para obter a força equivalente à inércia no ponto de contato com o solo é necessário dividir o momento dado na equação (26) pelo raio da roda:

$$F_i^r = \frac{\tau_i^r}{r} = \frac{I \times \alpha}{r} \quad (27)$$

Dado que a relação entre aceleração angular e linear considerando o ponto de contato de uma roda com o solo é:

$$\alpha = \frac{a}{r} \quad (28)$$

Assim, substituindo (27) (28) em (26) obtém-se uma relação entre a força de inércia rotativa e a aceleração linear do veículo:

$$F_i^r = \frac{I \times a}{r^2} \quad (29)$$

Agora podemos obter a força equivalente total de inércia ao somar as equações (18), que computa a força de inércia translacional, e (29), que é a parte devido à rotação:

$$F_i = F_i^t + F_i^r = m \times a \times \left(1 + \frac{I}{m \times r^2}\right) \quad (30)$$

### 3.1.2 FORÇA DE RESISTÊNCIA À ROLAGEM

A resistência à rolagem acontece devido ao atrito do contato do pneu com o meio no qual ele circula. Vários fatores influenciam o atrito do veículo com a via de condução, sendo eles a velocidade, a pressão dos pneus, a carga radial, o tipo de pneu, o tipo de terreno, a temperatura, entre outros fatores de menor importância.

Quando é aplicada uma carga ao pneu, o mesmo se deforma e cria uma seção plana no ponto de contato com o solo. Isso significa que energia é perdida na deformação do pneu, ocasionando uma força de resistência ao rolamento. A seção plana formada durante a rolagem cria uma força que produz um momento no centro da roda. Este momento se opõe ao movimento do veículo, como mostrado na Figura 3-2.





Figura 3-2 - Força de resistência devida à deformação do pneu. Fonte: (Silva, 2013)

Em superfícies duras a principal causa da resistência ao rolamento do pneu é a histerese dos materiais que o constituem.

A Figura 3-3 mostra a estrutura do pneu e os materiais que o constituem, enquanto a Figura 3-4 mostra uma roda carregada devido ao esforço causado pela força  $P$ , que é relativa ao peso do veículo, condutor e qualquer outra carga, e atua no centro do cubo. Na zona de contato do pneu com o piso, a pressão é distribuída de forma simétrica à linha central e a força de reação  $P_z$  está alinhada com  $P$ .

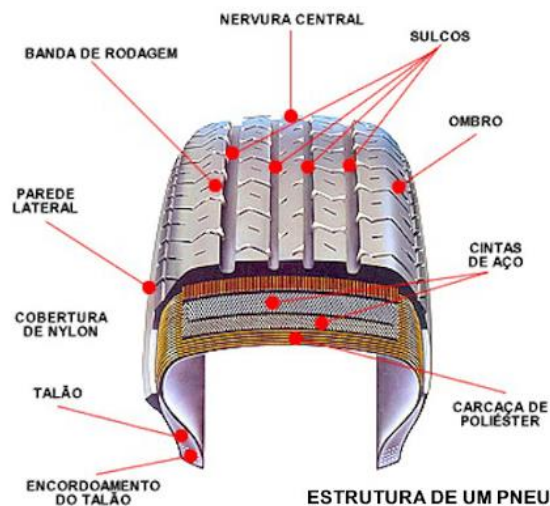


Figura 3-3 - Estrutura do pneu. Fonte: (Cadillac Auto Center Curitiba: loja de pneus)

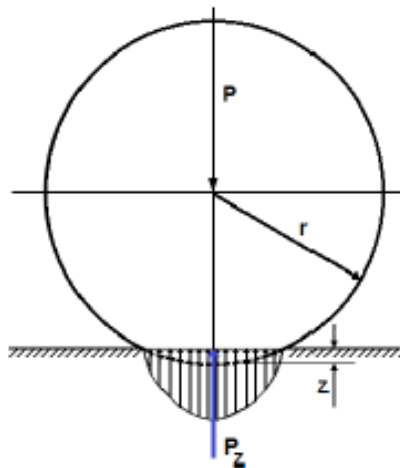


Figura 3-4 - Distribuição da pressão na área de contato. Fonte: (Silva, 2013)

Na análise dinâmica obtém-se uma distribuição assimétrica na carga de reação do piso no pneu, deslocando a resultante  $P_z$ . A Figura 3-5 mostra a deformação devido ao movimento da roda. A deformação em função da carga é justificada pelo ciclo de histerese, onde  $r_d$  é o raio dinâmico do veículo.

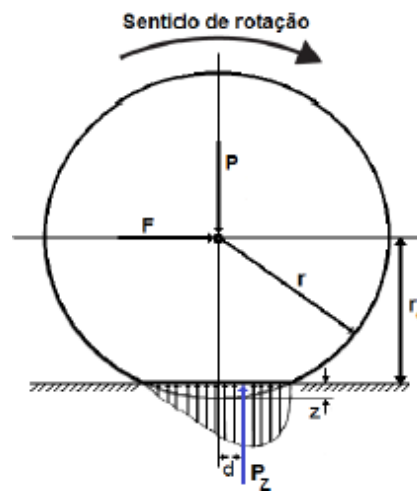


Figura 3-5 - Deflexão dinâmica do pneu. Fonte: (Silva, 2013)

Como a reação do solo é deslocada do centro do cubo, esta produz um momento resistente no centro da roda. O momento produzido no deslocamento devido à reação é chamado de momento resistente ao rolamento e pode ser expresso como:

$$\tau_r = P_z \times d \quad (31)$$

Onde  $\tau_r$  é o torque resistente e  $d$  é a distância entre o eixo vertical que passa pelo centro da roda e  $P_z$  é a força reativa do solo quando a roda está em movimento.

Para manter o movimento da roda é necessária a aplicação de uma força  $F_r$  que atua no cubo da mesma para anular o momento mostrado na equação(31). A força pode ser computada como:

$$F_r = \frac{\tau_r}{r_d} = \frac{P_z \times d}{r_d} \quad (32)$$

A razão  $\frac{d}{r_d}$  é um coeficiente adimensional, dependente de propriedades do conjunto roda/pneu, como a rigidez do conjunto, calibragem do pneu e atrito com o piso entre outros. Portanto este termo será escrito como sendo um coeficiente adimensional  $f_r$ . E o termo  $P_z$  é, em módulo, igual à carga ou peso equivalente, suportada pela roda. Logo a equação (1) pode ser escrita da seguinte forma:

$$F_r = P \times f_r \quad (33)$$

A força de resistência ao rolamento total então depende da carga sobre cada roda do veículo e do coeficiente de resistência adimensional de cada roda. Portanto é necessário calcular as forças de resistência em cada roda e somá-las para uma modelagem aceitável. Sendo que o veículo ainda deve ser projetado para vencer um aclave limítrofe de projeto.

Considerando que em um aclave a reação do solo ao peso do veículo muda, a força de resistência à rolagem também muda. Deve-se então ser considerada a mudança dessa força em aclave ou declive. Logo, considerando  $\theta$  como o ângulo da inclinação do plano de rolagem com a horizontal, a equação (33) fica:

$$F_r = P \times f_r \cos(\theta) \quad (34)$$

Na Tabela 4 são mostrados valores para o coeficiente adimensional  $f_r$  em algumas condições de pneu e piso.

Tabela 4: Coeficientes de resistência à rolagem.

Tipos de rodas/pneus	Tipo de piso	Valor
<b>Roda de metal</b>	Carris de metal	0,0002 a 0,002
<b>Pneus especiais do carro solar da Michelin</b>	Pista de autódromo	0,0025
<b>Pneus de Bicileta:</b>	Em rolos, a 120 psi e 50 km/h	0,0022 a 0,009

- Vittoria pista evo CS tubular		0,0022
- Michelin pro 3light SC		0,00272
- Continental GP 4000S		0,00307
- Vittoria corsa CG squadra prof – tubular		0,00418
- Conti GP 3000		0,00488
- Schwalbe montello 300	Em rolos, a 100 psi e 50 km/h	0,0083
Pneus de bicicleta	Piso de madeira	0,001
	Piso de betão	0,002
	Piso de alcatrão	0,004
	Piso de alcatrão áspero	0,008
Pneus de automóvel	Piso de betão	0,01 a 0,015
	Piso de alcatrão	0,03
	Piso de areia sólida	0,04 a 0,08
	Piso de areia solta	0,2 a 0,4

### 3.1.3 FORÇA DEVIDO À AÇÃO DA GRAVIDADE

Ao enfrentar um active, o peso do veículo pode ser dividido em duas componentes. Uma componente é a ortogonal, que deve ser anulada pela normal em caso de funcionamento correto dos componentes do veículo. Já a componente do peso paralela ao plano de rolagem atua sobre o centro de massa como uma força resistente em acives e como uma força adjuvante em um declive, como mostrado na Figura 3-6 - Forças atuantes sobre um corpo em um plano inclinado. Fonte:

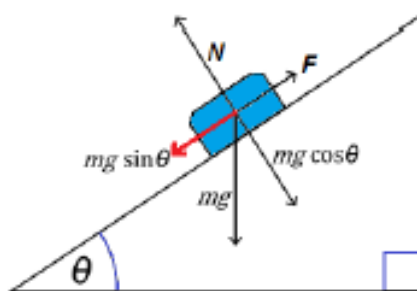


Figura 3-6 - Forças atuantes sobre um corpo em um plano inclinado. Fonte: (Silva, 2013)

E pode ser computada na forma da equação (35):

$$F_g = m \times g \times \sin(\theta) \quad (35)$$

Onde, assim como antes,  $\theta$  é o ângulo com a horizontal.

### 3.1.4 FORÇA DE ARRASTO AERODINÂMICO

Ao se deslocar em um meio fluídico, um corpo está sujeito a forças causadas por diferenças no campo de pressão que atuam sobre o mesmo devido à velocidade relativa do corpo com o fluido e também ao comportamento de camada limite.

No caso do veículo a ser projetado, o fluido no qual o mesmo estará imerso é o ar. As forças atuantes sofrem influencia da forma e área frontal do veículo, além de propriedades do ar e velocidade relativa em relação ao veículo.

A expressão (2-20) relaciona a força de arrasto com parâmetros dimensionais, parâmetros do ar e velocidade relativa:

$$F_d = \frac{1}{2} [\rho \times A_f \times C_D \times (v - v_w)^2] \quad (36)$$

Na equação (1) o coeficiente  $\rho$  representa a massa específica do ar, e esta varia com temperatura, pressão e umidade. A equação que relaciona a massa específica com a pressão local é a equação (2-21):

$$\rho = \rho_0 \times \left(\frac{T_0}{T}\right) \times \left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (37)$$

Onde  $\rho$  é a massa específica do ar seco à temperatura  $T$  à pressão  $P$  e  $\rho_0$  é a massa específica à temperatura  $T_0$  (273,15 K) e pressão  $P_0$  (1 atm). Para que a equação (37) possa ser escrita usando o SI (Celsius e Pa) e inserindo a massa específica conhecida, a equação se torna:

$$\rho = 1,2929 \times \left(\frac{273,15}{273,15+T}\right) \times \left(\frac{P}{1,01325 \times 10^5}\right) \quad (38)$$

A área frontal é equivalente à projeção do veículo visto de frente. A Figura 3-7 expõem alguns coeficientes de arrasto de acordo com a forma do veículo.

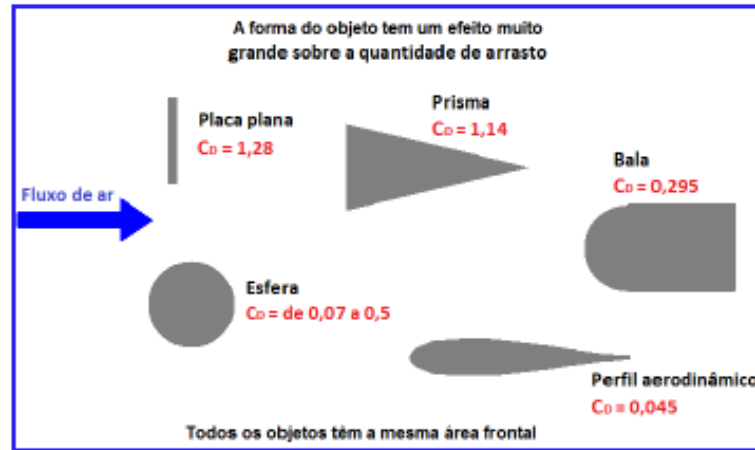


Figura 3-7 - Coeficiente de arrasto devido ao efeito de forma. Fonte: (Silva, 2013)

Desta forma é possível estimar todos os fatores que influenciam no arrasto aerodinâmico. Para dados mais precisos seria necessário fazer um ensaio do veículo em túnel de vento, e assim obter o  $C_D$  do veículo.

Para este projeto o  $C_D$  será estimado a partir de uma placa, que é uma estimativa conservadora, a temperatura e pressão serão aquelas típicas de Brasília, e será levada em consideração a situação crítica de vento contra a velocidade média no estado.

### 3.1.5 FORÇA RESISTENTE TOTAL

Substituindo os valores encontrados para cada termo na da equação (17). De (30), (34), (35) e (36) em (17) obtemos a força resistente total:

$$F_t = m \times a \times \left(\frac{1}{m \times r^2}\right) + P \times f_r \cos(\theta) + m \times g \times \sin(\theta) + \frac{1}{2} [\rho \times A_f \times C_D \times (v - v_w)^2] \quad (39)$$

A partir de (39) é possível calcular a potência mecânica que o veículo demanda para manter uma velocidade constante  $v$ . Dado que a potência mecânica é o produto da força pela velocidade e, como visto anteriormente, para velocidade constante não há aceleração, logo não há força resultante, o que implica dizer que a força motora do veículo é, em módulo, igual à força resistente. Assim a potencia mecânica necessária para manter o veículo a uma velocidade máxima de projeto é dada pela seguinte equação:

$$P_m = F_t \times v \quad (40)$$

Tendo a potência mecânica é possível calcular a potência a ser desenvolvida por um ciclista pedalando:

$$P_e = \frac{P_m}{\eta_M} \quad (41)$$

Onde  $\eta_M$  é o rendimento mecânico da transmissão.

A Tabela 5 mostra a estimativa dos valores adotados para dimensionar o torque que o mecanismo deve fornecer.

Tabela 5 - Estimativas de projeto

Estimativas de projeto		
<b>Massa total do veículo</b>	600 kg	
<b>Momento de inércia das partes girantes</b>	3 N.m <sup>2</sup>	Estimado utilizando cálculos do capítulo 2.2.2
<b>Raio estático da roda</b>	0,46 m	Usado o raio da roda+pneu de uma roda aro 14"
<b>Gravidade de Brasília</b>	9,7808835 m/s <sup>2</sup>	Gravidade em Brasília segundo observatório nacional. Cód. Da estação: 021677
<b>Coeficiente de resistência a rolagem</b>	0,05	Coeficiente de resistência a rolagem entre pneu de automóvel e piso de betão.
<b>Aclive máximo (<math>\theta</math>)</b>	20% (11,5°)	Aclive máximo de projeto
<b>Área frontal projetada</b>	1 m <sup>2</sup>	Área frontal projetada do veículo, obtida por extrapolação
<b>Coeficiente de arrasto</b>	1	Coeficiente de arrasto de uma placa
<b>Velocidade do vento</b>	4 m/s	
<b>Eficiência mecânica</b>	99%	Sistema de transmissão por corrente/correias, extremamente eficiente.

A partir desses parâmetros foi encontrado um torque resistente de 737,17 Nm, que, utilizando um fator de segurança de 1,2 chegou a um valor de projeto de 884,6 Nm para o torque necessário ao mecanismo.

## 4. DIMENSIONAMENTO DO MECANISMO DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

### 4.1 COMPARAÇÃO E SELEÇÃO

Dos mecanismos estudados, os que são capazes de gerar o torque necessário com baixo custo são motores a pistão e motores alternativos. O motor DiPietro ainda não está disponível para venda ao público. Logo, resta a comparação entre o pistão e o músculo pneumático.

Lincoln & Lightner, 2002, fizeram um estudo comparando o músculo da FESTO, com dimensões de 10mm X 200mm, e um cilindro Airpel da fabricante Airpot, de dimensões 15,9mm X 38,1mm (Figura 4-1). Estes modelos foram escolhidos por possuírem dimensões semelhantes e seus fabricantes são considerados de elevada qualidade.



Figura 4-1 – a) Cilindro Airpot, b) músculo FESTO. Fonte: (Lincoln & Lightner, 2002)

Então, através do uso de uma célula de carga, foi feito um levantamento da força que cada atuador é capaz de desenvolver variando a pressão aplicada no atuador. Os resultados são mostrados na Tabela 6 e, graficamente, na Figura 4-2.

Tabela 6 – Cilindro pneumático X Músculo fluídico.

Bar	Força (N)	Força (N)
	Cilindro pneumático	Músculo fluídico
0	-	-
1.5	1.775	-
2	9.58	-



2.5	18.586	-
3	27.591	14.305
3.5	36.597	49.857
4	45.524	86.088
4.5	54.608	123.834
5	63.588	160.222
5.5	72.671	198.907
6	81.651	234.93

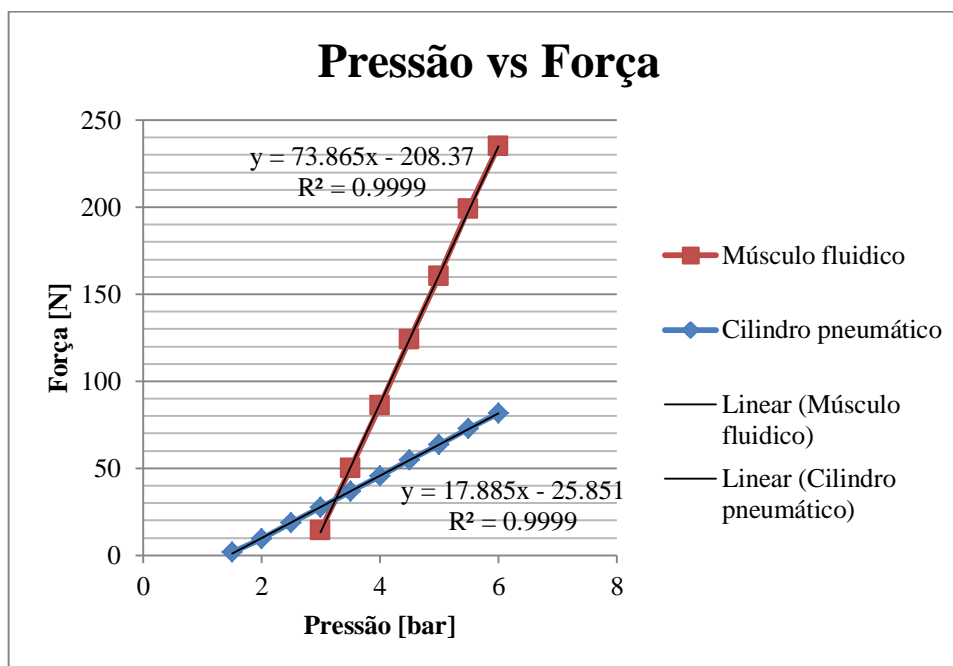


Figura 4-2 – Gráfico cilindro pneumático X músculo pneumático.

De acordo com o fabricante, o músculo oferece várias vantagens em comparação com o atuador pneumático tradicional: são mais leves, consomem menos energia com a mesma ou maior capacidade de gerar força, sem atrito, são mais baratos e são impermeáveis à poeira, areia e etc. Portanto o músculo pode ser usado para substituir o cilindro em várias aplicações.

## 4.2 DIMENSIONAMENTO

A curva de força característica em função da pressão e da contração é dada no gráfico da Figura 4-3 para o músculo MAS de 40 milímetros de diâmetro nominal.

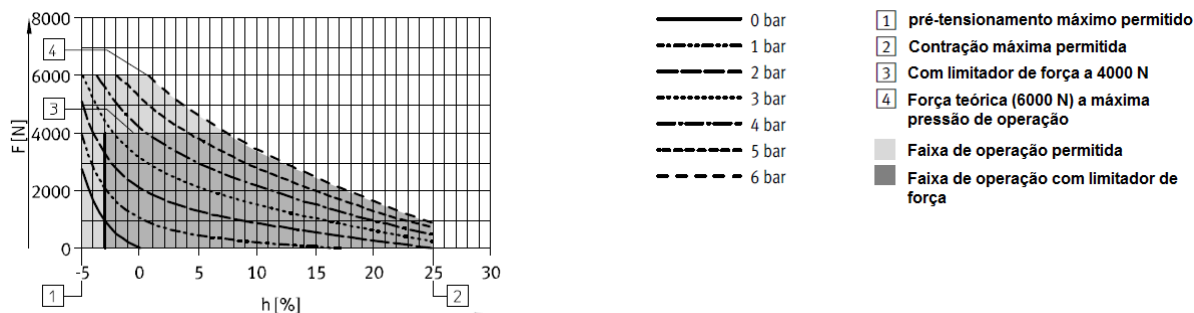


Figura 4-3 – Curva característica do MAS-40-400N-... .Fonte: (FESTO Ag. & Co., 2015).

Utilizando o método gráfico, pode-se definir a área de atuação do músculo a partir da pressão mínima, pressão máxima e deslocamento máximo do músculo, a Figura 4-4 mostra um exemplo de dimensionamento utilizando um músculo MAS-40... com pressão máxima de trabalho de 5 bar, trabalhando com contração máxima de 10%. A essa contração o músculo gera uma força de cerca de 2850 N a 5 bar. Logo, se deseja-se que o músculo exerça essa força e desloque-se 50 mm, seria necessário escolher um músculo de 500 mm de comprimento nominal.

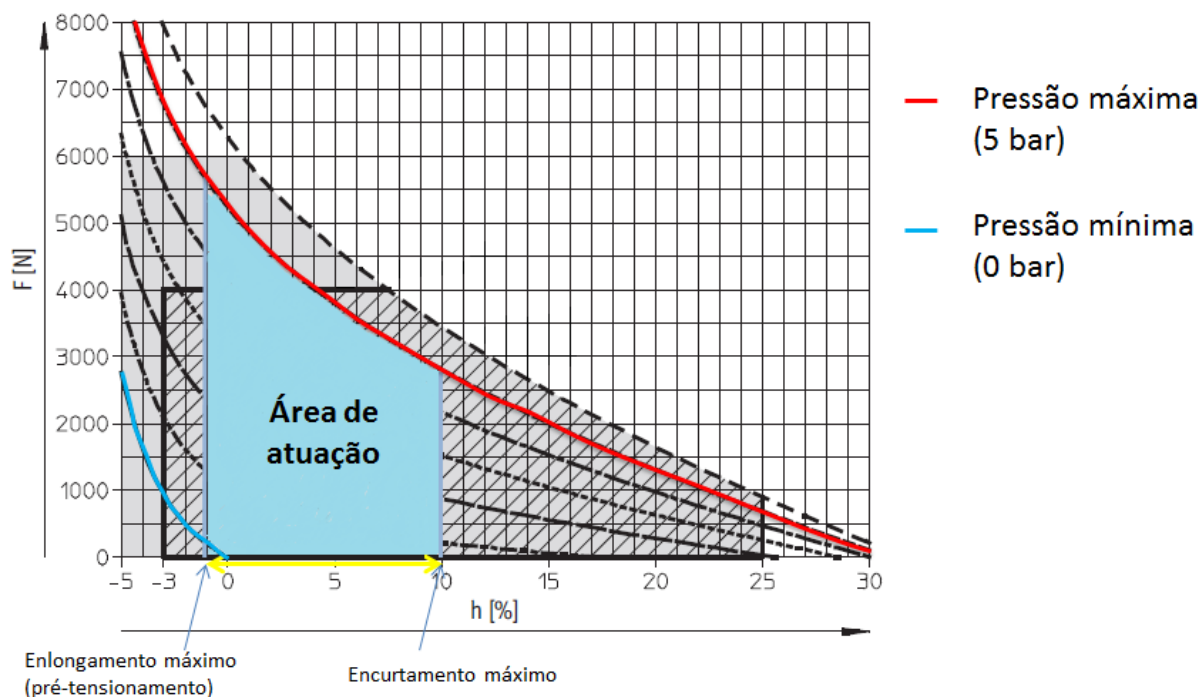


Figura 4-4 – Dimensionamento utilizando método gráfico.

No entanto, o músculo exerceria forças de até 5500 N no início da operação trabalhando a 5 bar (500.000 Pa).

A FESTO ainda disponibiliza um software capaz de realizar o dimensionamento, o MuscleSIM. Através do software é possível calcular o comprimento nominal do músculo a ser comprado, ou a força que este exerce. A Figura 4-5 mostra a interface deste software para a mesma situação. Aqui é possível adquirir com maior precisão a força gerada (2866,2 N). O software mostra também alguns dados adicionais, como o consumo de ar dada uma determinada pressão e deslocamento, e também o peso do músculo.

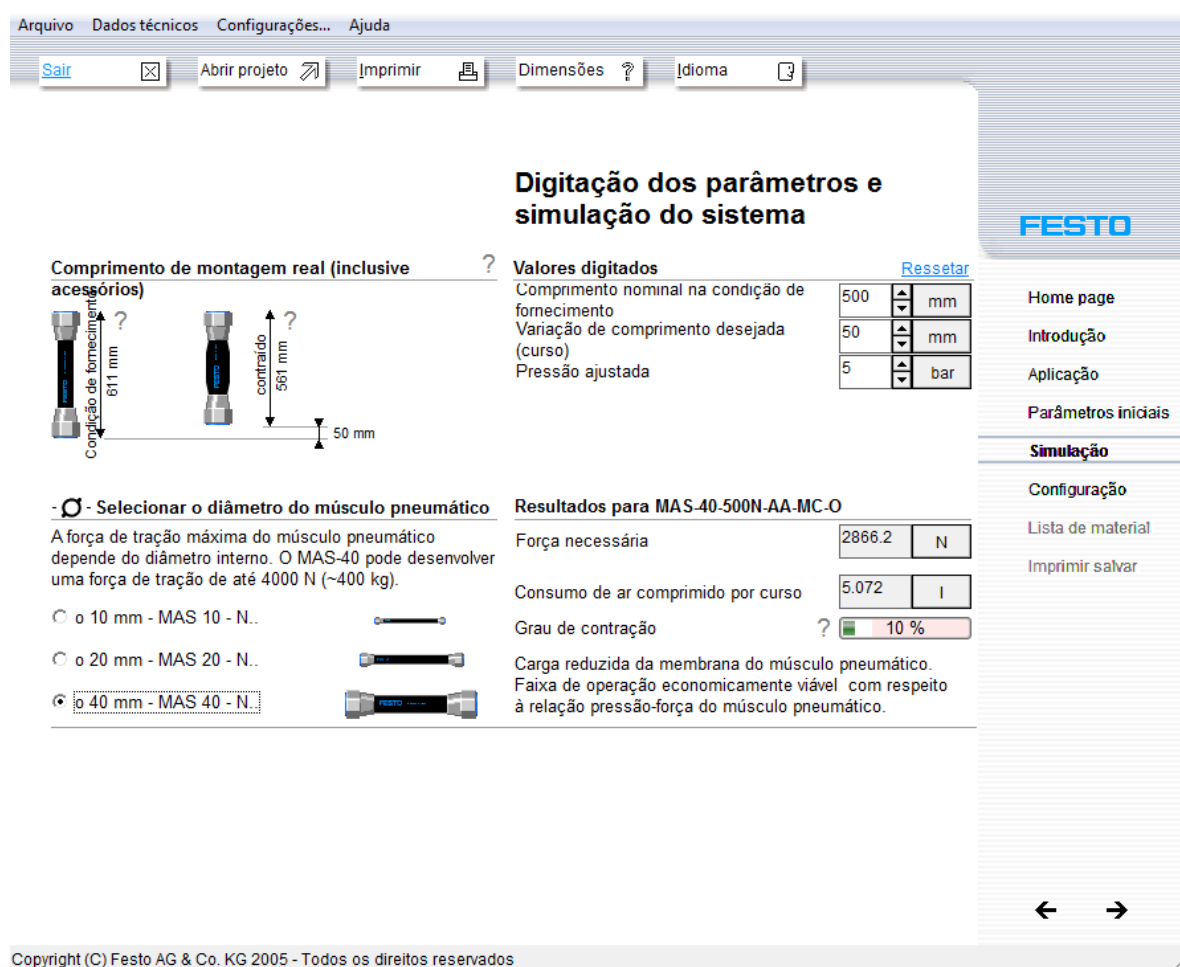


Figura 4-5 – Telas do software MuscleSIM.

### 4.3 O MECANISMO

Como dito anteriormente, o músculo fluídico é um atuador linear. Neste trabalho pretende-se empregar o músculo para mover um veículo, criando a necessidade do uso de um mecanismo que transforme o movimento linear do músculo em um movimento rotativo, gerando assim o torque necessário para que o veículo vença as forças que agem sobre ele.

Neste aspecto, existem alguns tipos de mecanismos que podem ser utilizados para a conversão de movimento. A Figura 4-6 mostra alguns mecanismos que podem ser empregados. Na Figura 4-6-a é mostrado um virabrequim com três músculos trabalhando como cilindros em tração. A Figura 4-6-b é mostrado um motor radial com músculos pneumáticos. E, finalmente, na Figura 4-6-c é mostrado um mecanismo de movimento indexado.

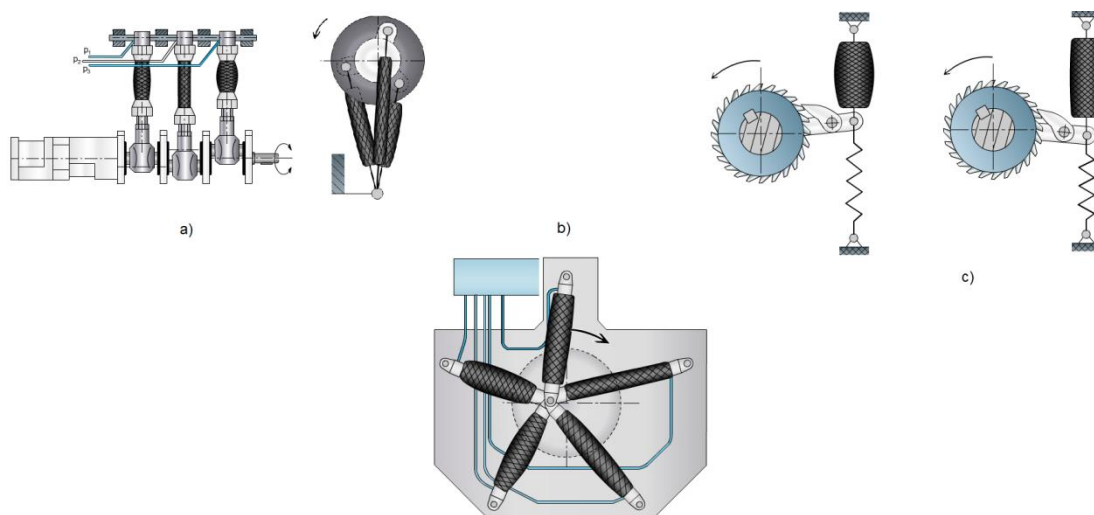


Figura 4-6: Exemplos de mecanismos utilizados para converter movimento.

Todas as figuras mostram esquemas de mecanismos que fazem uso da contração do músculo para transformar a força do músculo em torque. Devido as dimensões compactas dos músculos e também a sua limitação de força de 6000 N (apenas para deslocamentos muito pequenos), pode-se também optar por utilizar mais de um músculo para realizar o trabalho.

O mecanismo de motor radial, apesar de gerar um torque elevado com pouco peso, é um mecanismo mais complexo, se comparado aos demais, e faz uso de mais atuadores e um sistema de controle mais refinado, enquanto os dois outros mecanismos se mostram mais simples, tanto no sentido de poderem usar menos atuadores, quanto no sentido do controle utilizado.

#### 4.3.1 MECANISMO COM VIRABREQUIM

O sistema de virabrequim é exemplificado na Figura 4-7. Neste sistema, o músculo é responsável por exercer torque sobre o virabrequim a fim de que este exerça torque sobre a roda através da transmissão. Quanto mais atuadores houver

no sistema, menor o ângulo sobre o qual o músculo necessitará exercer força e mais suave será a transmissão de potência.

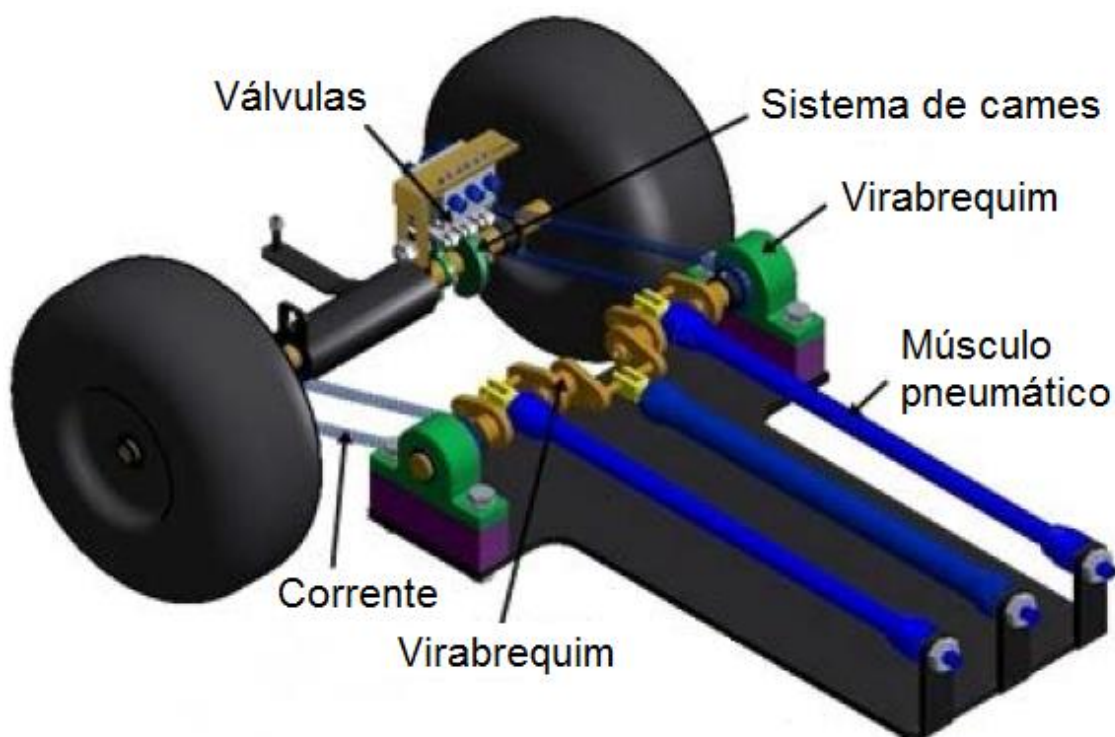


Figura 4-7 – Modelo de mecanismo com virabrequim.

No entanto este sistema necessita que o músculo se mova durante todo o percurso do virabrequim, sofrendo assim contrações e alongamentos. No virabrequim a força efetivamente transformada em trabalho é função do ângulo do atuador com o ângulo da alavanca do virabrequim, lembrando que no músculo a força também é função do deslocamento relativo próprio músculo. Sendo assim, é necessário entender como se dá o deslocamento do músculo ao redor do virabrequim para que se possa fazer uma análise do sistema.

A Figura 4-8 mostra a configuração geométrica do músculo montado ao virabrequim, sendo  $\theta_0$  o ângulo do músculo com o eixo horizontal em sua condição de repouso,  $L_0$  o comprimento nominal do músculo,  $\beta_0$  o ângulo do músculo com o eixo vertical em sua condição de repouso,  $\alpha$  é o ângulo entre a alavanca e o músculo,  $h$  é a distância do ponto de articulação do músculo ao eixo central do virabrequim,  $r$  é o comprimento da alavanca da manivela do virabrequim e  $\theta$  é o ângulo de rotação do eixo do virabrequim.

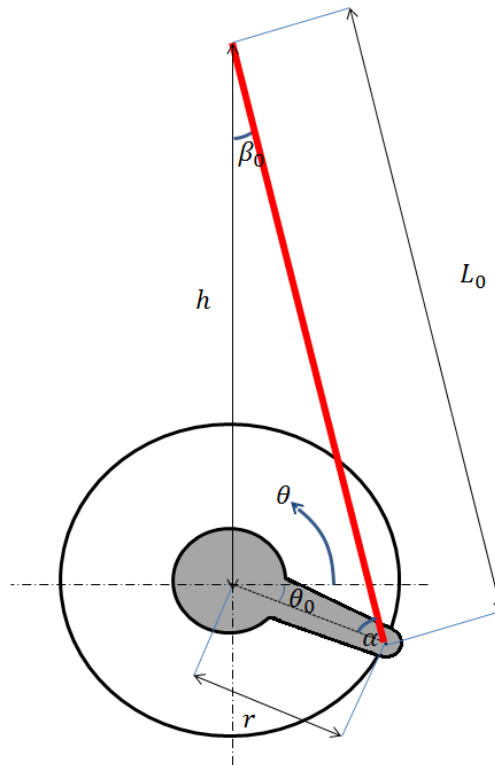


Figura 4-8 – Configuração geométrica do músculo.

Tendo isso em vista, é possível então determinar, por análise trigonométrica as relações entre os parâmetros construtivos do sistema e o comprimento do músculo, e também com relação ao ângulo  $\alpha$ , que é o ângulo entre o músculo e a alavanca e, conseqüentemente, o ângulo entre a alavanca e o vetor de aplicação da força.

Dessa forma, é possível escrever o comprimento do músculo como:

$$L(\theta) = \sqrt{(h - r \sin(\theta))^2 + (r \cos(\theta))^2} \quad (42)$$

No entanto, é possível escrever  $h$  em função de  $L_0$ ,  $\beta_0$  e  $\theta_0$ .

$$h = L_0 \cos(\beta_0) + r \sin(\theta_0) \quad (43)$$

E  $\beta_0$  em função de  $r$ ,  $L_0$  e  $\theta_0$ :

$$\beta_0 = \arcsin\left(\frac{r \cos(\theta_0)}{L_0}\right) \quad (44)$$

Portanto, é possível escrever a função que dá o comprimento do músculo apenas em função de parâmetros construtivos, a equação (42) fica:

$$L(\theta) = \sqrt{(L_0 \cos\left(\arcsin\left(\frac{r \cos(\theta_0)}{L_0}\right)\right) + r \sin(\theta_0) - r \sin(\theta))^2 + (r \cos(\theta))^2} \quad (45)$$

Tornando possível assim calcular o encurtamento máximo e o alongamento máximo do músculo, uma vez que fica claro que a contração máxima ocorre quando  $\theta = 90^\circ$  e o alongamento máximo ocorre quando  $\theta = 270^\circ$ , tornando possível o cálculo usando a equação (15). Lembrando que a faixa de operação ótima do músculo é de compressão de até 9% e de alongamento de 0,5%. E as faixas máximas são de 25% de contração e 5% de alongamento.

Além das limitações impostas pela operação do músculo, existem também problemas com relação a geometria do virabrequim, como os pontos mortos superior e inferior, onde não há força efetiva sendo transmitida ao eixo. Para que o músculo funcione de forma eficaz, seria necessário o uso de vários músculos, de forma a diminuir o ângulo de operação de cada músculo, fazendo-os trabalhar mais próximo da condição ideal.

Então é possível também determinar a relação que determina o ângulo  $\alpha$ :

$$\alpha = \theta + \arccos\left(\frac{r \cos(\theta)}{L}\right) \quad (46)$$

A partir da equação (46) é possível determinar o torque sendo transmitido ao eixo usando a equação a seguir:

$$\tau = r F_m \sin \alpha \quad (47)$$

Onde  $\tau$  é o torque transmitido e  $F_m$  a força do músculo, que pode ser calculada usando (13), (14) ou (16) para entre  $\theta_0 \leq \theta \leq \theta_{max}$  ( $\theta_{max}$  sendo o ponto máximo onde o músculo ainda faz força),  $F_m = 0$  para  $\theta_{max} < \theta \leq 180^\circ - \theta_0$  e essa força torna-se negativa quando  $180^\circ - \theta_0 < \theta < \theta_0$ , pois o músculo passa a apresentar comportamento de mola.

#### 4.3.2 MECANISMO DE MOVIMENTO INDEXADO

Trata-se de um mecanismo que utiliza o mesmo princípio de um balancim para transmitir torque a uma catraca, que por sua vez transmite o torque a um eixo, de forma que nenhum torque seja transmitido a esse mesmo eixo quando o músculo retorna a sua posição inicial (por causa da catraca) pelo uso de molas.

Músculos são utilizados em paralelo e de forma alternada para que a potência seja transmitida de forma contínua, lembrando que podem ser utilizados mais de um músculo para aumentar o torque transmitido. A Figura 4-9 mostra um exemplo deste mecanismo utilizado em um projeto de bicicleta pneumática desenvolvido pela FESTO.



Figura 4-9 – Bicicleta pneumática desenvolvida pela FESTO. Fonte: [www.youtube.com](http://www.youtube.com) (acessado em 20/11/2015)

Este mecanismo permite que o músculo trabalhe em ângulos muito menores, possibilitando que o mesmo trabalhe em condições mais próximas das ideais. Existe, porém, uma perda na força efetiva devido ao uso da mola para retornar o músculo para posição de equilíbrio.

A geometria deste mecanismo pode ser levemente alterada deslocando o ponto de articulação do músculo do centro do eixo para, assim, aperfeiçoar a transmissão de torque ao eixo. A Figura 4-10 mostra essa geometria, onde, novamente,  $\alpha$  é o ângulo entre a alavanca e o músculo,  $r$  é o comprimento da alavanca da manivela do virabrequim e  $\theta$  é o ângulo de rotação do eixo do virabrequim, porém agora  $\theta_0$  e  $L_0$  são respectivamente o ângulo e o comprimento do músculo em sua condição de equilíbrio, pois agora há a força da mola que causa um pré-tensionamento no músculo,  $h$  é a distância do ponto de articulação do músculo ao eixo central do mecanismo no eixo x,  $e$  é a distância do ponto de articulação do músculo ao centro do eixo no eixo y e  $d_m$  é o braço de alavanca da mola.



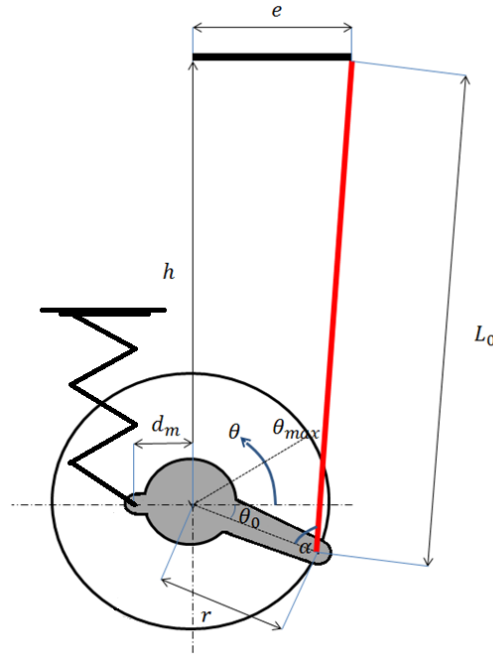


Figura 4-10 – Geometria do mecanismo de movimento indexado.

Da mesma forma é possível determinar o movimento do mecanismo através de análise trigonométrica:

$$L(\theta) = \sqrt{r^2 + h^2 + e^2 - 2 r \sqrt{h^2 + e^2} \cos\left(90 - \theta - \arcsin\left(\frac{e}{\sqrt{h^2 + e^2}}\right)\right)} \quad (48)$$

No entanto, é possível escrever  $h$  em função de  $L_0$ ,  $e$ ,  $r$  e  $\theta_0$ .

$$h = \sqrt{L_0^2 - (e - r \cos(\theta_0))^2} + r \sin(\theta_0) \quad (49)$$

E então determinar o ângulo  $\alpha$  em função de  $L$ , que é, novamente, o ângulo entre o músculo e a alavanca do mecanismo e, consequentemente, o vetor de aplicação da força:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{-h^2 - e^2 + r^2 + L^2}{2 r L}\right) \quad (50)$$

É possível então escrever o comprimento a partir de elementos construtivos, como o comprimento nominal do músculo, o ângulo inicial e a distância do ponto de articulação ao eixo do mecanismo no eixo y:

$$L(\theta) = \sqrt{r^2 + L_0^2 - (e - r \cos(\theta_0))^2 - (r \sin(\theta_0))^2 + e^2 - 2 r \sqrt{h^2 + e^2} \cos(90 - \theta)} \quad (51)$$

E substituindo (51) em (50) é possível obter o ângulo  $\alpha$  em função do ângulo  $\theta$ .

E por fim é possível calcular o torque transmitido ao eixo.

$$\tau = r F_m \sin \alpha - d_m \sin(\theta - \theta_0) k \sqrt{(d_m \sin(\theta - \theta_0))^2 (d_m - d_m \cos(\theta - \theta_0))^2} \quad (52)$$

Onde  $k$  é a constante da mola. Determinando o ângulo de atuação (ângulo que determina o deslocamento do músculo) como sendo:

$$\text{ângulo de atuação} = \theta_{max} - \theta_0 \quad (53)$$

Neste mecanismo, restringindo o movimento do músculo para pequenos ângulos de rotação do eixo ( $\theta_{max}$ ), gera-se maior torque, no entanto são necessárias  $180^\circ/\theta_{max}$  rotações para uma rotação completa do eixo no caso de dois atuadores trabalhando de forma alternada. Portanto trata-se de um mecanismo com maior torque, porém de baixa rotação.

#### 4.4 SELEÇÃO E PRÉ-DIMENSIONAMENTO

O mecanismo de movimento indexado é ideal para a aplicação neste projeto, pois se deseja utilizar o mecanismo como ajuda de subida para veículo de carga de recicláveis, portanto necessita-se de elevado torque, ao passo que a velocidade de subida do veículo não é relevante. Além de o mecanismo ser capaz de produzir um torque maior utilizando menos atuadores, é também mais simples do ponto de vista de controle, uma vez que bastam duas válvulas de controle de fluxo e um único sensor para que o controle seja feito.

Inicialmente, para que seja realizado o pré-dimensionamento do mecanismo, faz-se necessário estimar tanto o torque a ser fornecido pelo mecanismo, como a força que o músculo é capaz de fornecer ao mecanismo. Para estimar a força resistente que age sobre o veículo foi utilizada a equação (39), na qual foram substituídos os valores da Tabela 5 em anexo, em rotina no matlab. Foi encontrada uma força de 1.529,7 N agindo sobre o centro de massa do veículo.

Dado que o torque resistente é calculado multiplicando a força resistente pelo raio dinâmico da roda do veículo, que é 99% do raio estático da roda. Tendo como parâmetro de projeto a roda mostrada na Figura A-7 em anexo, o torque resistente

encontrado foi de 737,17 *Nm*. Sendo assim o mecanismo a ser projetado necessita transferir um torque médio de 885 *Nm* à roda para um fator de segurança de 1,2.

Para calcular a força que o músculo é capaz de aplicar foi utilizado o método dos quadrados mínimos para encontrar os parâmetros da equação (16), pelo Microsoft Excel Solver, para o músculo MAS-40 da FESTO. Os parâmetros encontrados foram:

Tabela 7 – Valores dos parâmetros da equação (16) para o músculo MAS-40 da FESTO.

Parâmetros	Valores
$a_1$	0,000187586
$a_2$	280,0084193
$a_3$	-1,239376744
$a_4$	-0,000324328
$a_5$	0,00995986
$a_6$	-274,3731375

Produzindo a seguinte curva de ajuste:

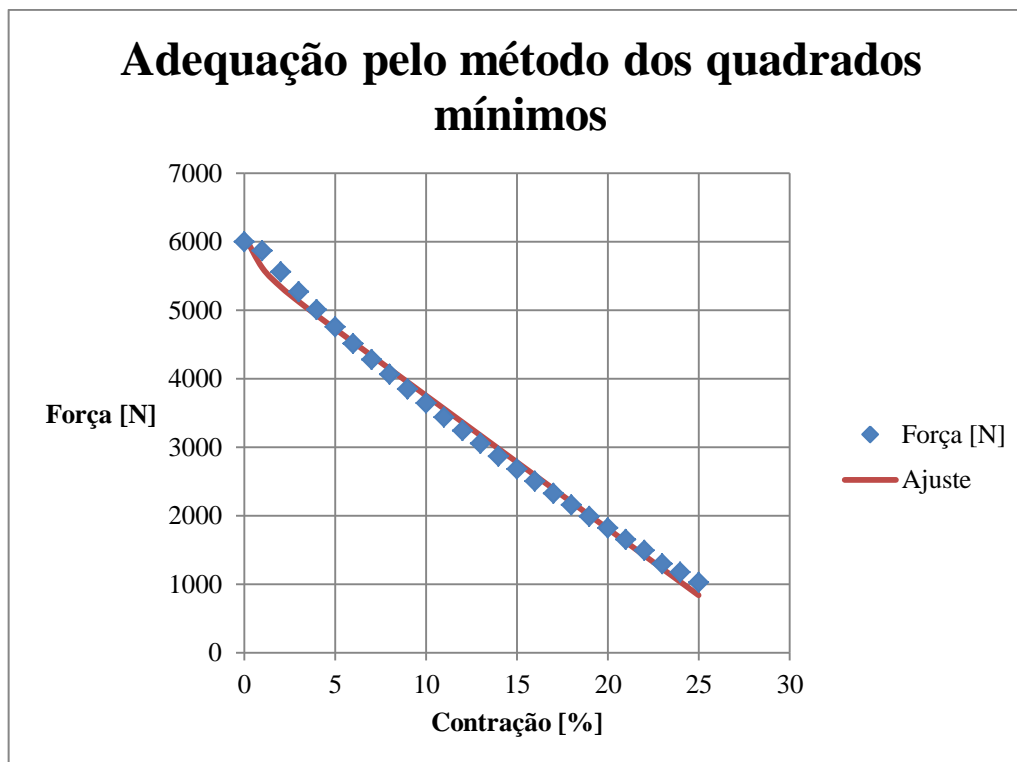


Figura 4-11 – Gráfico do ajuste feito utilizando o método dos quadrados mínimos.

Reiterando que a condição ótima de operação do músculo ocorre quando este trabalha em contrações de até 9%, nesta condição de operação o músculo gera uma força média de aproximadamente 5000 N. Para essa força, o braço de alavanca do mecanismo deveria ter aproximadamente 18 cm, fazendo com que o comprimento do músculo a ser utilizado nessa aplicação seja de 1,4 m para um ângulo de atuação do músculo de 40°.

Portanto optou-se pelo uso de dois pares de músculos no mecanismo, sendo que cada par atua sobre uma alavanca de forma a dobrar o torque transmitido para que seja possível utilizar músculos menores.

Foi realizado também um cálculo para selecionar o coeficiente elástico da mola responsável pelo retorno do músculo à posição inicial e também por realizar o pré-tensionamento do músculo (Necessária uma força de 81,7 N para um alongamento de 0,5%, que é a condição ótima segundo o fabricante). O coeficiente elástico tem influência direta sobre o torque do mecanismo, logo faz-se importante que este coeficiente seja suficiente para retornar a mola, porém sem interferir gravemente no torque que o mecanismo é capaz de produzir.

Após decidir condições básicas de projeto, foi utilizado processo iterativo para determinar os parâmetros construtivos do mecanismo, mostrados na Tabela 8.

Tabela 8 – Parâmetros construtivos calculados.

Parâmetros construtivos	
ângulo de atuação	40°
$\theta_0$	-20°
$e$	120 mm
$r$	100 mm
$L_0$	820 mm
$d_m$	30 mm
$k$	10.400 N/m

A partir das dimensões da Tabela 8 e fazendo uso das equações mostradas neste trabalho, foi possível determinar os parâmetros de funcionamento do mecanismo, os principais listados na Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros de funcionamento calculados através de rotina no Matlab.

Parâmetros de funcionamento	
Torque gerado pelo mecanismo (min/máx/médio)	725,55 / 1150,3 / 949,34 [N m]
Potência gerada pelo mecanismo	6 kW
$\Delta L$	8,32%

A curva de torque do mecanismo é mostrada na Figura 4-12 para um único ciclo do músculo e na Figura 4-13 para uma rotação do eixo.

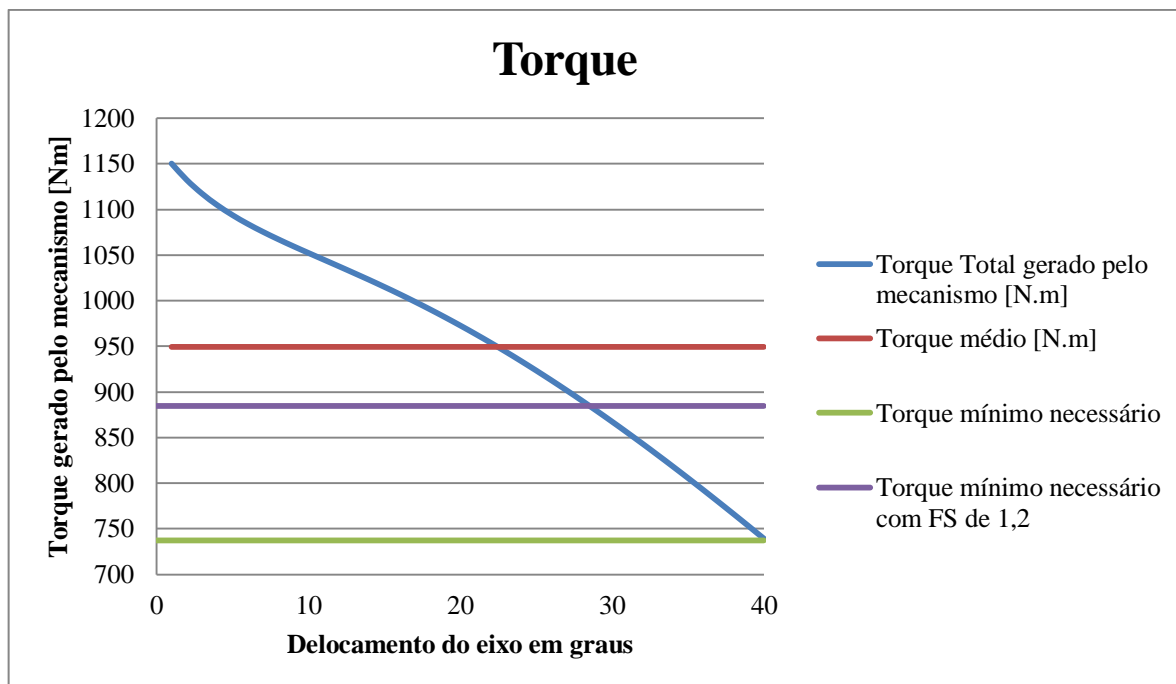


Figura 4-12 – Gráfico do torque gerado pelo mecanismo em um único ciclo.

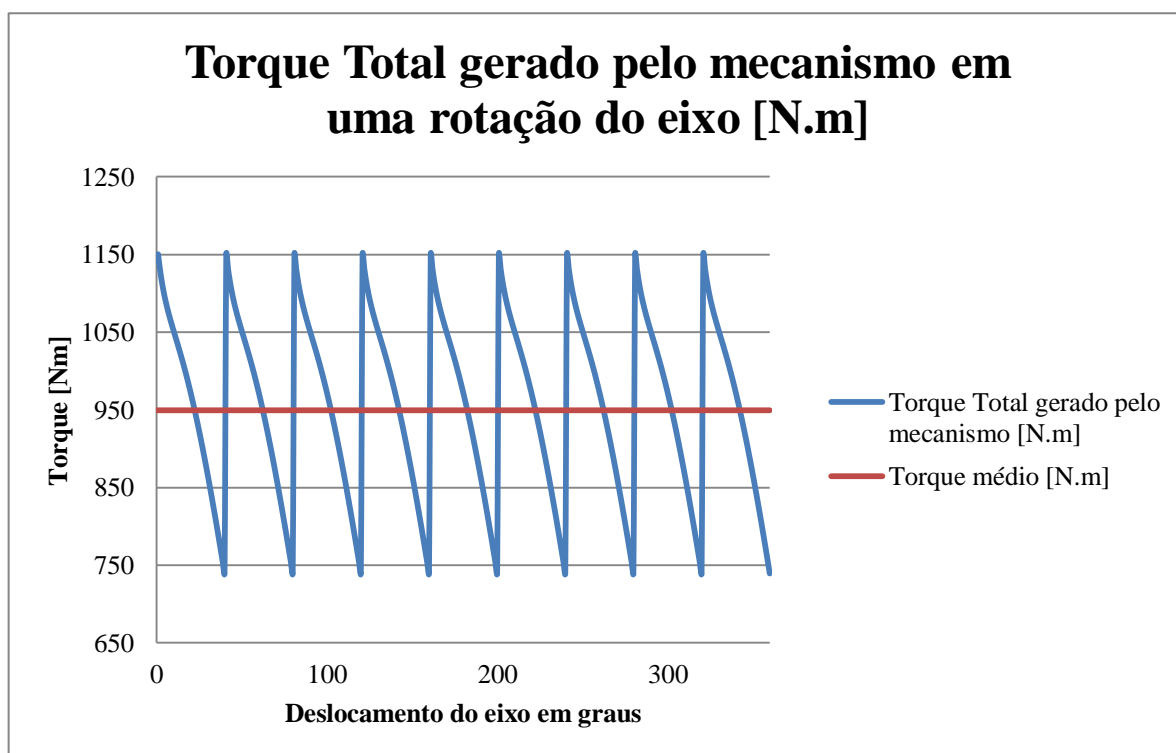


Figura 4-13 – Gráfico do torque gerado pelo mecanismo em uma rotação do eixo.

Os resultados gerados se mostraram satisfatórios, devido ao valor do torque médio ser maior que o torque necessário para mover o veículo. Porém são necessários nove ciclos para uma rotação do eixo. Em uma transmissão 1:1 (que é a

do caso estudado) o veículo se moveria aproximadamente 2,86 metros ( $2 \pi r_d$ ). Fazendo com que os músculos operem a 9 Hz (dentro da área aceitável para o músculo) resultaria em uma velocidade de aproximadamente 10,3 km/h.

O dimensionamento dos componentes estão em anexo.

#### 4.4.1 MECANISMO MONTADO

Após dimensionar os componentes do mecanismo foi feita uma montagem no software SOLIDWORKS para exemplificar o mecanismo. As Figuras Figura 4-14, Figura 4-15, Figura 4-16, Figura 4-17 e Figura 4-18 mostram o mecanismo montado.

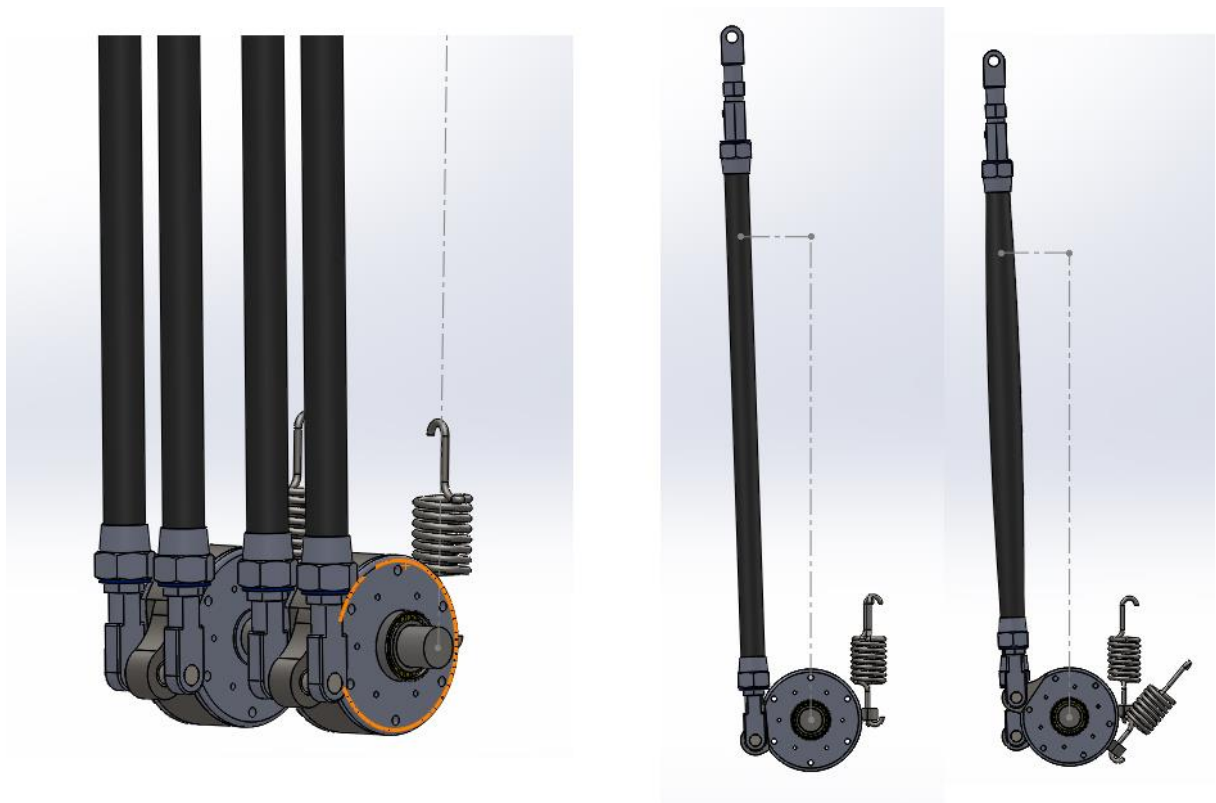


Figura 4-14 – Vistas do mecanismo.



Figura 4-15 – Mecanismo em repouso vs. pressurizado

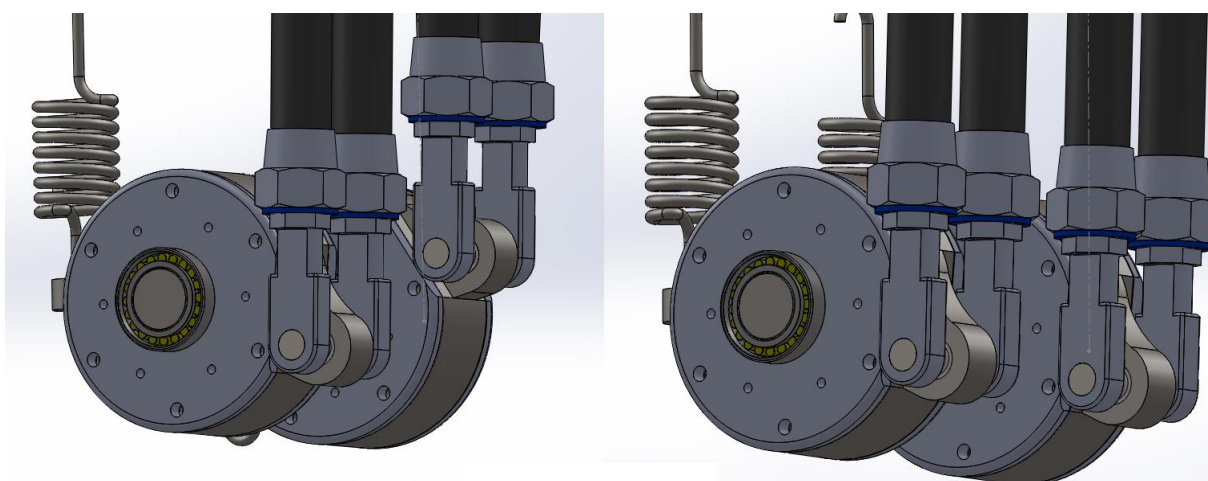


Figura 4-16 – Mecanismo pressurizado vs. repouso.



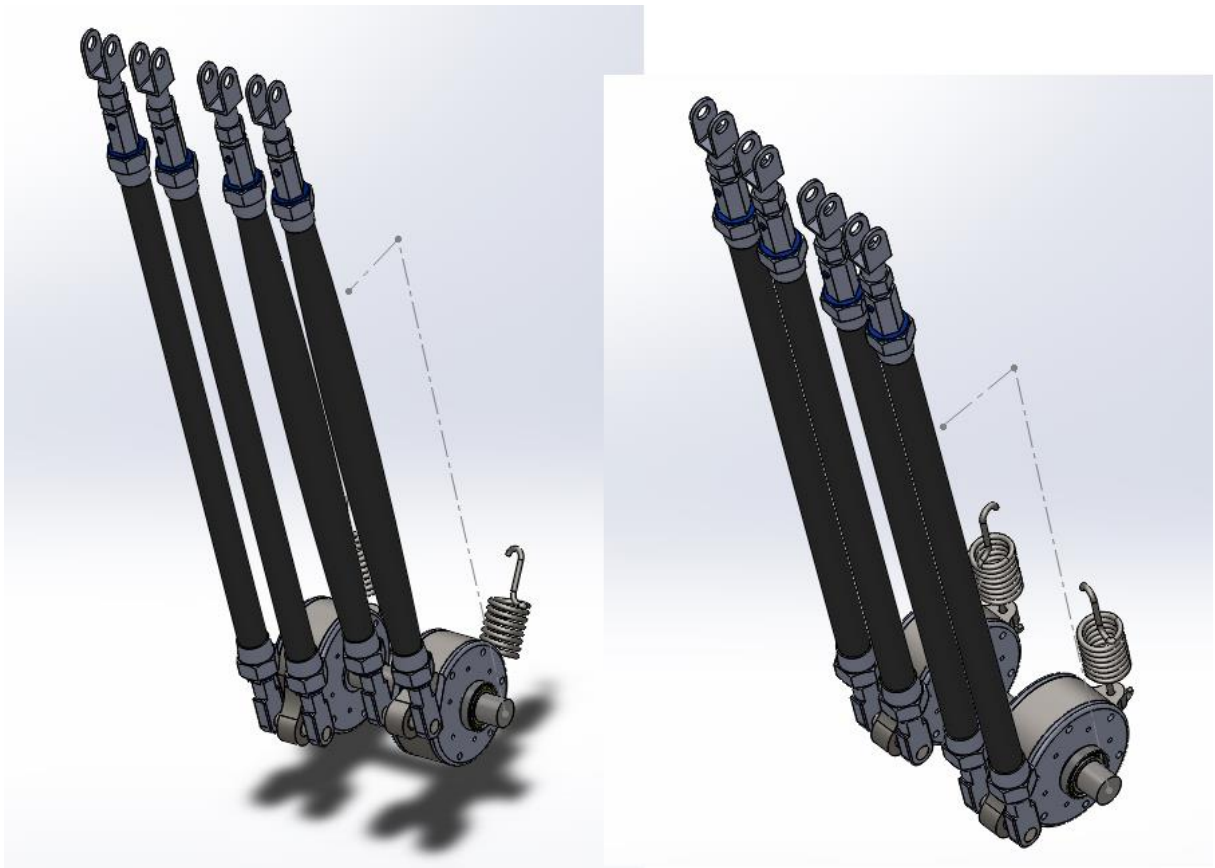


Figura 4-17 – Vista isométrica do mecanismo pressurizado vs. não pressurizado.

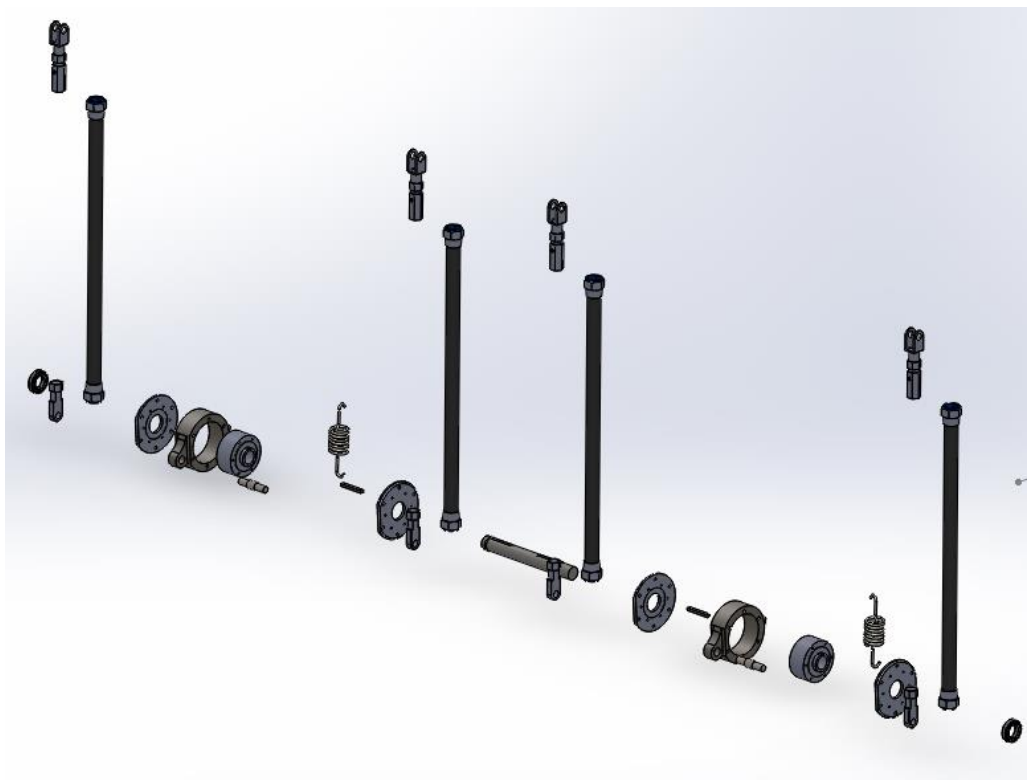


Figura 4-18 – Vista explodida do mecanismo.

## 5. CONTROLE E SUPRIMENTO

O controle do sistema será feito com uma válvula de controle de pressão para que seja feito o controle da pressão de entrada. E também serão empregadas duas válvulas duas vias por acionamento mecânico, uma com uma alavanca que permita o acionamento do sistema pelo motorista e outra com acionamentos por rolete, para que o cilindro mude a direção do fluxo ao atingir seu curso máximo. A esquemática do sistema é mostrado na Figura 5-1. O suprimento será feito por cilindros de ar comprimido.

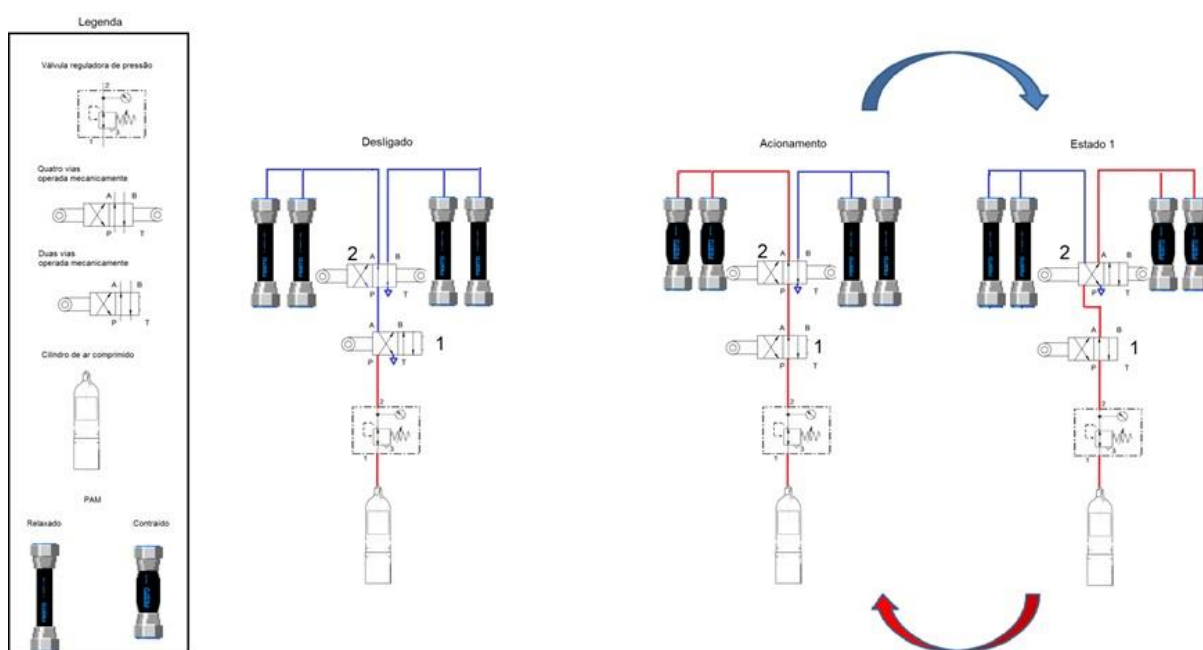


Figura 5-1 – Esquema de funcionamento do sistema.

A princípio, quando o sistema está desligado, os músculos estão à pressão atmosférica. Ao acionar a válvula de controle (1) o músculo que encontra-se na posição aberto é pressurizado e então encurta. Ao atingir o deslocamento máximo ativa o rolete que deverá mudar a válvula de controle (2), despressurizando o músculo que se encontrava pressurizado e pressurizando o outro, que repete o processo até que a válvula (1) retorne à posição inicial.

A fonte de ar comprimido será feita por dois cilindros de 12 litros de ar comprimido a 350 bar (35 Mpa). O consumo é função da frequência de ativação do

sistema, que tem relação direta com a velocidade. A equação (54) mostra a relação da velocidade com a frequência de ativação do músculo.

$$v = \frac{2 \pi r_d f_m}{3,6} \quad (54)$$

Na equação acima  $f_m$  é a frequência de ativação do músculo em Hertz e a velocidade  $v$  é dada em quilômetros por hora.

Podemos também deduzir o consumo de ar, dada a frequência de ativação do músculo e o consumo por ciclo.

$$a_c = c_e f_m \quad (55)$$

Onde  $a_c$  é o consumo de ar em litros por segundo e  $c_e$  é o consumo em litros por ciclo. A partir de (54) e (55) pode-se calcular o consumo de ar a uma dada velocidade para um consumo por ciclo conhecido.

$$a_c = \frac{3,6 v c_e}{2 \pi r_d} \quad (56)$$

No entanto, o ar é um fluido compressível, logo seu consumo em litros muda de acordo com a pressão de trabalho. O software MuscleSIM da FESTO dimensiona um consumo de ar para a condição de trabalho do músculo em litros equivalentes a pressão atmosférica. Logo, para determinar a autonomia do protótipo, é necessário também conhecer a pressão de trabalho e a pressão no reservatório.

Pela relação (57) é possível determinar o volume equivalente de fluido a uma dada pressão pelo volume de fluido a uma segunda pressão.

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (57)$$

Logo o volume disponível no reservatório em uma pressão equivalente a pressão atmosférica pode ser escrita como:

$$V_{atm} = \frac{P_{tanque} V_{tanque}}{P_{atm}} \quad (58)$$

Dado que  $c_e$  é o volume, equivalente em atmosferas, consumido pelo músculo em um ciclo, torna-se possível determinar a autonomia teórica do veículo a partir das pressões de trabalho e do tanque e também da velocidade do veículo.

$$t_{aut} = \frac{a_c V_{atm}}{60} = \frac{3,6 v c_e P_{tanque} V_{tanque}}{120 \pi r_d P_{atm}} \quad (59)$$

Onde  $t_{aut}$  é o tempo em minutos que o veículo seria capaz de funcionar em determinada condição de trabalho.

No caso estudado, temos dois reservatórios de 12 litros a 350 bar (35 MPa), o consumo para o músculo dimensionado, na condição máxima de trabalho é de aproximadamente 9 litros por ciclo. Para uma velocidade de subida de 3 km/h, e em condição crítica de trabalho, o veículo teria autonomia de aproximadamente 40 minutos. Porém, a uma velocidade de 10 km/h, o veículo aguentaria aproximadamente 12 minutos. Utilizando novamente a relação (57) e considerando uma situação de 9 ciclos por segundo, o consumo do sistema seria de 810 L/min de ar a 6 bar. Portanto as válvulas foram selecionadas para essa vazão.

Tabela 10 – Autonomia do veículo de acordo com a velocidade

Velocidade [km/h]	Frequência de ativação do músculo [Hz]	Potência [W]	Autonomia [min]
3	3,36	1326,3	40
10	11,2	5968,6	12

A autonomia real do veículo ainda sofreria efeitos de temperatura, e funcionaria melhor em climas mais quentes. Também existe um volume morto do cilindro, no qual a pressão se iguala a pressão de trabalho e o fluido se torna incapaz de realizar trabalho, portanto a autonomia real do veículo teria de ser obtida experimentalmente.

Na prática, foram selecionadas válvulas direcionais 4/2 com acionamento por alavanca. Para que o sistema funcione de forma automática, torna-se necessário o uso de um mecanismo capaz de acionar a alavanca. O mecanismo sugerido utiliza uma peça que é acionada por roletes e, ao girar em torno do eixo que a suporta, empurra um pino que aciona a alavanca e, então, retorna à posição inicial por mola. O mecanismo descrito é mostrado na Figura 5-2, Figura 5-3 e Figura 5-4.

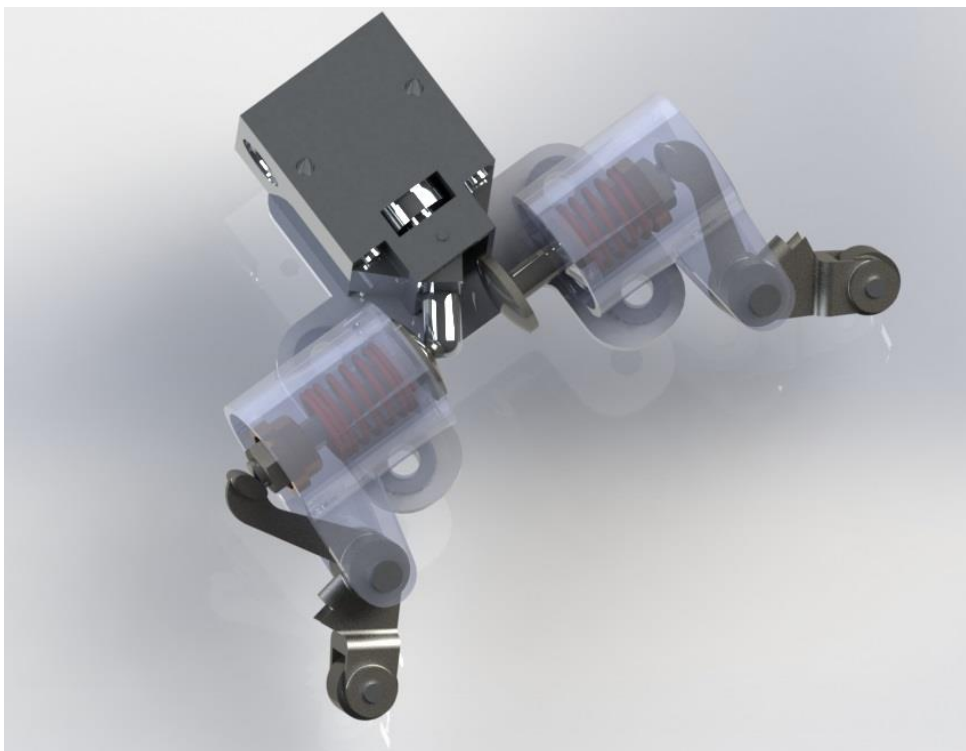


Figura 5-2 – Mecanismo acionador da válvula.

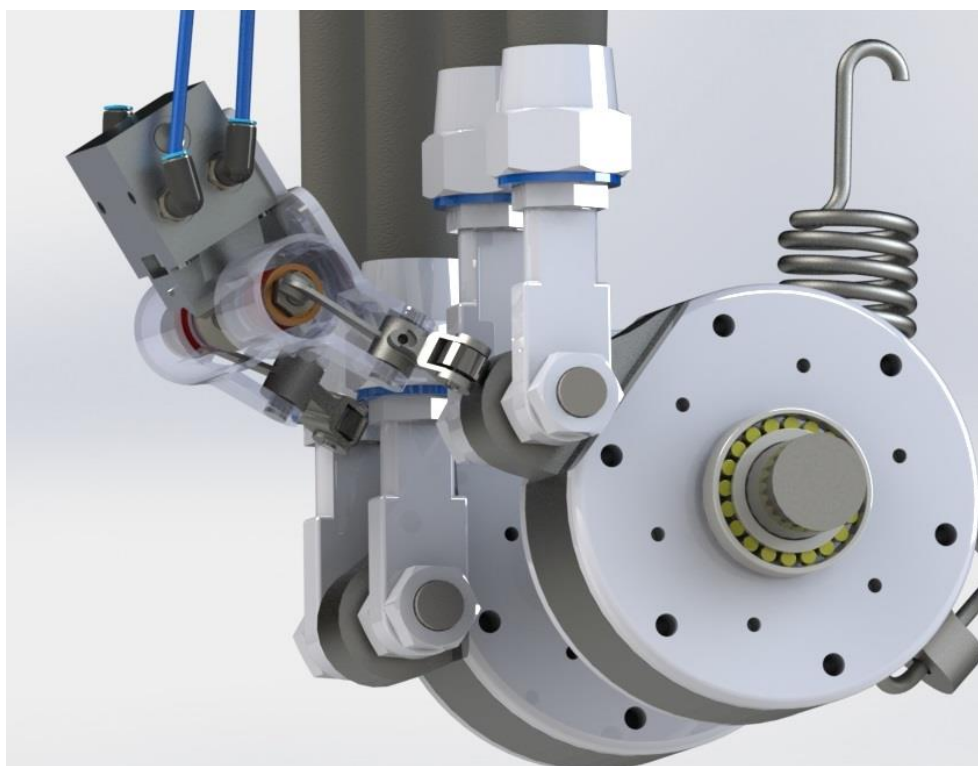


Figura 5-3 – Alavanca acionando o mecanismo acionador da válvula.

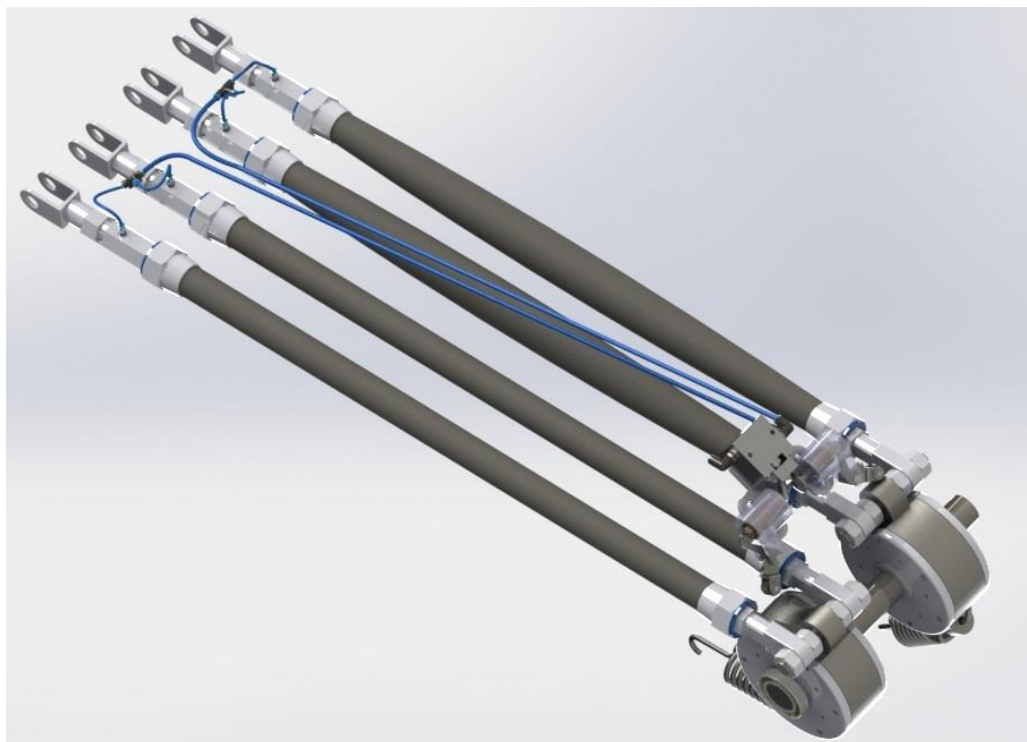


Figura 5-4 – Sistema com o mecanismo no lugar.

E, de forma mais detalhada, o sistema que aciona o mecanismo é mostrado na Figura 5-5.

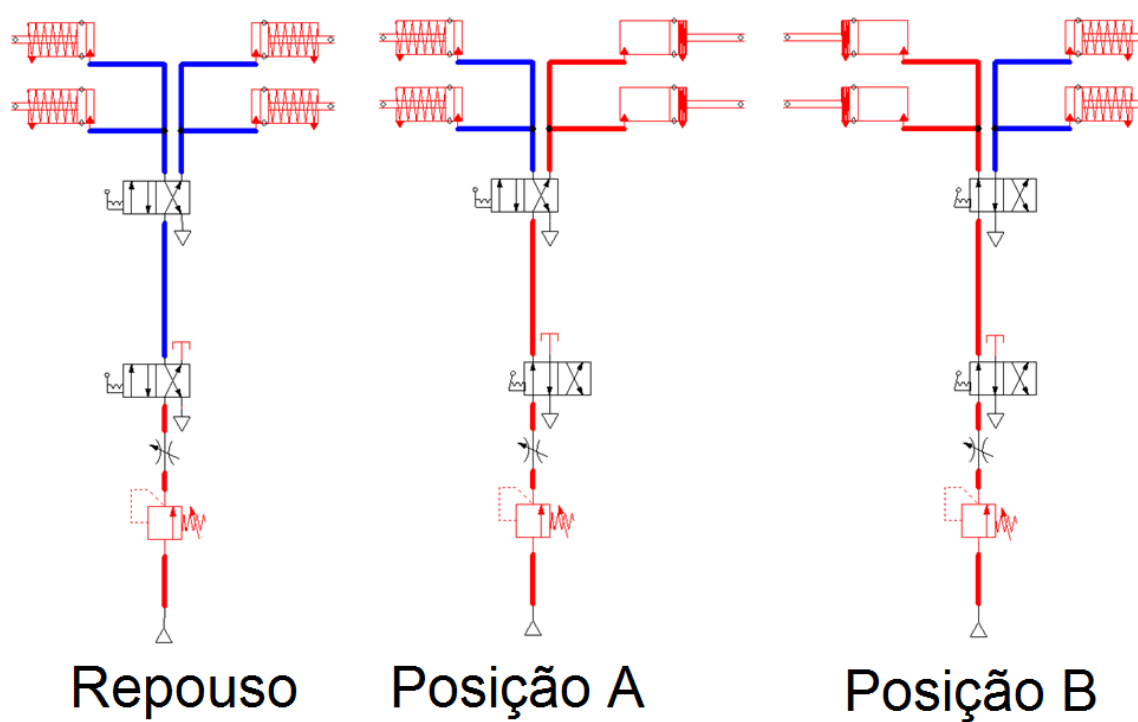


Figura 5-5 – Esquema de controle do veículo.

## 6. RESULTADOS

Após a realização de estudo de atuadores pneumáticos, em especial o músculo pneumático, foi feita uma análise de mecanismos capazes de transformar o movimento linear do músculo em movimento rotacional nas rodas. Neste projeto foi decidido utilizar um mecanismo de movimento indexado para a transmissão de potência, uma vez que este mecanismo aproveita melhor o músculo por fazê-lo operar mais próximo de suas condições de trabalho ótimas. Foi realizado um cálculo de todos componentes do mecanismo e uma pré seleção dos equipamentos a fim de determinar um preço estimado do sistema a fim de investigar sua viabilidade.

A Tabela 11 apresenta dados pesquisados e cotados e preços. Para componentes fabricados foi levado em consideração o preço do aço e a dificuldade de fabricação.

Tabela 11 – Estimativa de preços do mecanismo.

Componente	Preço	Quantidade
Músculo MAS-40 (820mm)	R\$ 2,300.00	4
Catraca KALATEC	R\$ 500.00	2
Mancais SKF N 1008	R\$ 33.00	2
Válvula reguladora de pressão	R\$ 100.00	1
Válvula direcional 4/2 (acionamento mecânico)	R\$ 300.00	2
Válvula reguladora de vazão	R\$ 300.00	1
Cilindro de ar	R\$ 1,500.00	2
Equipamentos fabricados		
Alavanca	R\$ 500.00	2
Eixo	R\$ 200.00	1
Mola	R\$ 200.00	2
Outros	R\$ 200.00	
<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 16,066.00</b>

Além disso, foi feita uma estimativa de peso dos componentes, para que seja possível dimensionar, a partir do peso adotado em projeto, que é de 600 kg, quanto de carga útil o veículo seria capaz de transportar. Os resultados são mostrados na Tabela 12.

Tabela 12 – Estimativa de peso.

<b>Componente</b>	<b>Peso [kg]</b>	<b>Quantidade</b>
<b>Músculo MAS-40 (820mm)</b>	1.20	4
<b>Catraca KALATEC</b>	4.00	2
<b>Mancais SKF N 1008</b>	0.50	2
<b>Válvula reguladora de pressão</b>	2.00	1
<b>Válvula direcional 4/2 (acionameto mecânico)</b>	0.53	2
<b>Válvula reguladora de vazão</b>	0.17	1
<b>Cilindro de ar</b>	10.01	2
<b>Equipamentos fabricados</b>		
<b>Alavanca</b>	5.00	2
<b>Eixo</b>	3.00	1
<b>Mola</b>	0.50	2
<b>Outros</b>	0.50	
<b>TOTAL</b>		51.55

Os resultados mostram que, para as condições de trabalho adotadas, o veículo seria capaz de transportar aproximadamente 500 kg de carga útil (carga mais o motorista), o que mostra que o músculo é, com relação a potência específica, superior aos outros mecanismos abordados neste relatório.

Quanto à autonomia, o mecanismo apresenta resultados satisfatórios, em termos de um trabalho inicial e se comparado com veículos, em velocidade reduzida. O resultado obtido é discutível, pois, se comparado com o projeto Cavalo de Lata, feito pelo engenheiro elétrico J. D. Vargas, que foi aprovado em Salvador para a substituição de carroças e custa R\$ 12.000,00 com autonomia de 50 quilômetros carregando 350 a 500 quilos, o mecanismo precisaria de mais estudos e aperfeiçoamento para tornar-se competitivo. O veículo não atuará em plena carga na maior parte do tempo, fazendo com que a baixa velocidade seja um fator incomodo, porém necessário para preservar a autonomia do veículo e, unindo a pedalada, o veículo pode chegar a 20 quilômetros de autonomia neste estágio (sem aperfeiçoamentos). Pode-se levar em consideração ainda o uso de outro cilindro ou acumuladores de ar para que haja recarga no cilindro em fase de descida e, assim, aumentar a autonomia do veículo. Pode-se também utilizar uma transmissão para aumentar a eficiência do veículo em cargas parciais a uma dada inclinação da pista, aproveitando o elevado torque que o mecanismo produz para uma maior velocidade e, conseqüentemente, rendimento.



Por fim, o mecanismo dimensionado é mostrado na Figura 6-1 e a Figura 6-2 mostra o mecanismo montado sobre um chassi.

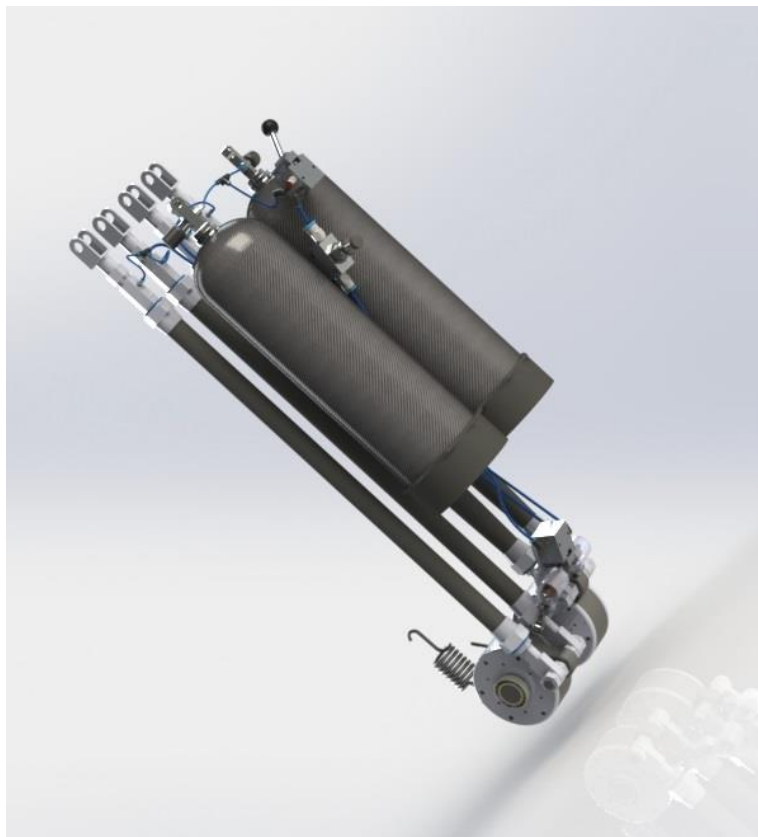


Figura 6-1 – Desenho de conjunto do mecanismo dimensionado.

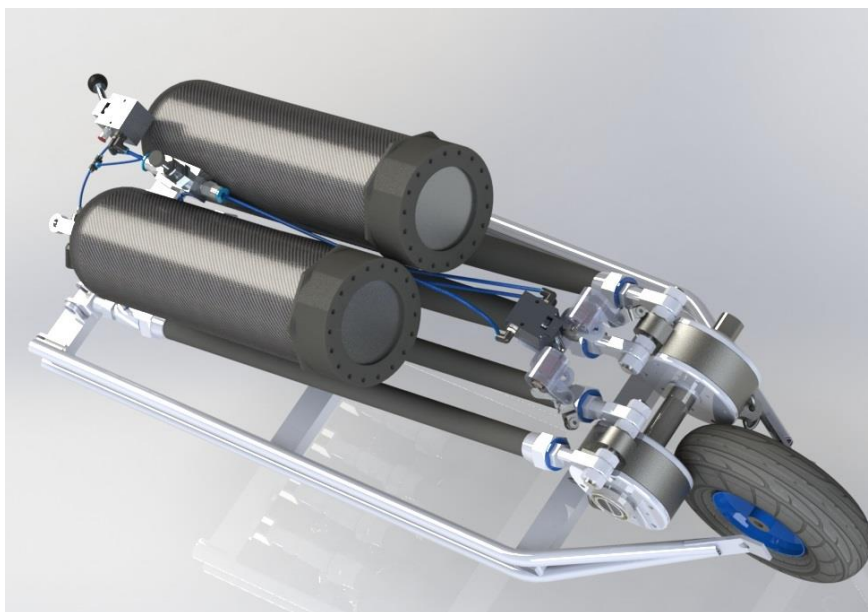


Figura 6-2 – Mecanismo montado sobre um chassi.

## 7. CONCLUSÃO

Durante a realização deste trabalho foi encontrada certa dificuldade em obter, com exatidão, preços praticados de forma justa no mercado. Além de uma relativa falta material bibliográfico para o músculo pneumático que, apesar de pouco empregado e consideravelmente desconhecido por projetistas, se mostrou bastante eficiente no âmbito deste projeto, quando comparado com motores elétricos e outros atuadores pneumáticos.

Com relação aos objetivos propostos, o mecanismo mostrou-se promissor, mas ainda necessita aprimoramentos para tornar-se de fato competitivo no mercado.

A Figura 7-1 mostra uma previsão do que seria o veículo a ser montado.



Figura 7-1 – Perspectiva do veículo.

## BIBLIOGRAFIA

- Alibaba*. (s.d.). Acesso em 16 de Maio de 2015, disponível em [www.alibaba.com](http://www.alibaba.com).
- Bergemann, D., Lorenz, B., & Thallemer, A. (4 de Março de 2000). *Patente Nº US6349746 B1*. Estados Unidos da América.
- Broker, J. P. (1999). Compreensão da bicicleta reclinável: design instrumental e análise biomecânica.
- BTT Geraes - Bicicleta Todo Terreno - WordPress.com*. (s.d.). Acesso em 2015, disponível em [bttgeraes.wordpress.com](http://bttgeraes.wordpress.com).
- Burke, E. (2003). Human power In: High-tech cycling. Colorado Springs.
- Cadillac Auto Center Curitiba: loja de pneus*. (s.d.). Acesso em 18 de Maio de 2015, disponível em [cadillacautocenter.com.br](http://cadillacautocenter.com.br).
- Croser, P., & Ebel, F. (2002). *Pneumática nível básico*. Festo Didactic.
- Efficient pedaling on a recumbent*. (s.d.). Acesso em 02 de 04 de 2015, disponível em [members.home.nl/vd.kraats/recumbent/pedal.html](http://members.home.nl/vd.kraats/recumbent/pedal.html).
- Engineair Pty Ltd. (s.d.). <http://www.engineair.com.au/>. (A. d. Pietro, Produtor) Acesso em 12 de Dezembro de 2015, disponível em Engineair.
- FESTO Ag. & Co. (Outubro de 2015). *Catálogos da FESTO*. Acesso em 9 de Outubro de 2015, disponível em FESTO: [www.festo.com/catalogue/...](http://www.festo.com/catalogue/...)
- Frank Daerden, D. L. (2006). *Pneumatic Artificial Muscles: actuators for robotics and automation*. Brussels: Vrije Universiteit Brussel, Department of Mechanical Engineering.
- Gamet, J. M. (s.d.). *Ergonomics of direct-drive recumbent bicycles*.
- Gregor, R. J. (1992). Road Cycling. *Medical Commission Publication*.
- Halliday, R. J. (2008). *Fundamentos de Física 1, Volume 1: Mecânica* (8 ed., Vol. 1). Rio de Janeiro: LTC.
- HPWizard.com - Automotive design tools*. (s.d.). Acesso em 20 de Maio de 2015, disponível em [hpwizard.com](http://hpwizard.com).

- Hydraulics & Pneumatics. (1 de Janeiro de 2012). Air motor selection and sizing.
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics - Theory and Application*. New York: Springer.
- Jetrik.Com - FWD Tilting Recumbent Trike. (s.d.).
- KALATEC. (2015 de 11 de 25). [www.kalatec.com](http://www.kalatec.com). Fonte: Kalatec: [http://www.kalatec.com.br/wp-content/uploads/2014/12/CATALOGO\\_AL.pdf](http://www.kalatec.com.br/wp-content/uploads/2014/12/CATALOGO_AL.pdf)
- Kyle, C. a. (1986). Experiments in human ergometry as applied to the design of human powered vehicles.
- Lincoln, R., & Lightner, S. (2002). *The Fluidic Muscle: A 'New' Development*. Mississippi: Mississippi State University.
- Morgado Jr, F. D. (3 de Fevereiro de 2011). *Modelagem e Controle de um músculo pneumático*. Exército brasileiro, Instituto militar de engenharia. Rio de Janeiro: ministério da defesa.
- NASA. (1970). *National Aeronautics and Space Administration*.
- Norton, R. L. (2000). *Machine design - An integrated Approach* (2ª ed.). Worcester, Massachusetts, USA: Bookman.
- Padilla, e. 2., S., P., I., M., J., O., & F., A. (2000). Exercise intensity during competition time trials in professional road cycling. *Medicine and Science in Sports and Exercise*, 32, pp. 850-856.
- Ryan, M. M., & Gregor, R. J. (1992). EMG profiles of low extremity muscles during cycling at constant workload and cadence. *Publmed*, pp. 69-80.
- Silva, J. C. (2013). *Sistema de mobilidade elétrica de duas rodas de elevada eficiência*.
- Studio Bike Fit. (s.d.). Acesso em 2015, disponível em [www.studiobikefit.com.br](http://www.studiobikefit.com.br).
- Too, D. (1990). Biomechanics of cycling and factors affecting performance. *Sports med.*, 10, 286-302.
- Wikipedia, a enciclopédia livre. (s.d.). Acesso em 20 de Maio de 2015, disponível em [en.wikipedia.org](http://en.wikipedia.org).



## A. APENDICE

### ESTIMATIVAS DE PROJETO

#### MASSA DO VEÍCULO

Tabela 13 - Estimativas de massa e referências.

Estimativas de massa		
Massa do condutor	80kg	Peso médio de um homem adulto
Rodas	20kg	Utilizadas 4 rodas de carrinho de mão como estimativa
Massa da estrutura	105kg	Estimado a partir de dimensões de veículo existente (1,4m X 0,80m) e usando peso linear de tubos de aço

#### MOMENTO DE INÉRCIA DAS PARTES GIRANTES

Para calcular o momento da roda, é preciso dividi-la em duas partes, como na Figura A-1

- A alma da roda, que seria a parte central;
- E o aro da roda, que seria a parte cilíndrica em trono da mesma.

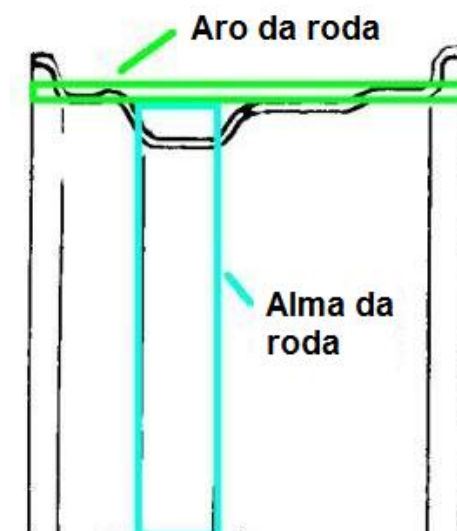


Figura A-1 - Simplificação da roda. Fonte: Adaptado de (HPWizard.com - Automotive design tools)

Portanto, se torna necessário estimar qual a porcentagem da massa se concentra no aro da roda. Uma consideração razoável é de 60% a 80%, uma vez

que grande parte da massa da roda encontra-se em seu aro devido aos alívios que a mesma possui para diminuir ao máximo seu peso sem afetar sua integridade estrutural. Contudo, essa aproximação influencia pouco os resultados dos cálculos.

Assim, a parte externa da roda será considerada como um tubo cilíndrico de parede espessa.

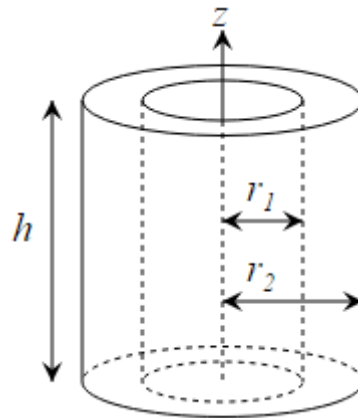


Figura A-2 - Tubo cilíndrico de parede espessa. Fonte: (Wikipedia, a enciclopédia livre)

E seu momento de inércia em torno do eixo z pode ser calculado pela Equação (2-28):

$$I_z = \frac{1}{2}m(r_1^2 + r_2^2) \quad (60)$$

Já a alma da roda deve ser considerada um disco maciço (Figura (2-10)), cujo raio externo é o raio interno da roda e o momento de inércia é dado pela Equação (2-29).

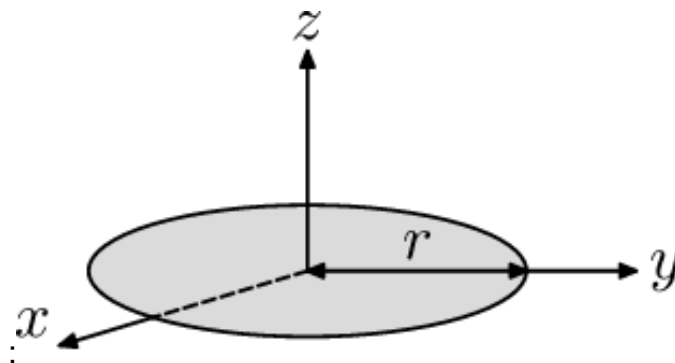


Figura A-3 - Disco maciço de raio r. Fonte: (Wikipedia, a enciclopédia livre)

$$I_z = \frac{1}{2}m \times r_1^2 \quad (61)$$

Somando as equações (60) e (61), temos a equação (62), que permite estimar o momento de inércia de uma roda a partir de sua massa e raios interno e externo.

$$I_z = \frac{1}{2}(pct \times m) \times (r_1^2 + r_2^2) + \frac{1}{2}(1 - pct) \times m \times r_1^2 \quad (62)$$

A fim de calcular o momento de inércia do pneu, este foi dividido em duas partes, como mostrado na Figura (2-11):

- As paredes laterais;
- E a superfície da roda, que é a parte do pneu que entra em contato com o solo, portanto mais reforçada, e tratada como uma casca cilíndrica, com raio igual ao raio estático da roda.

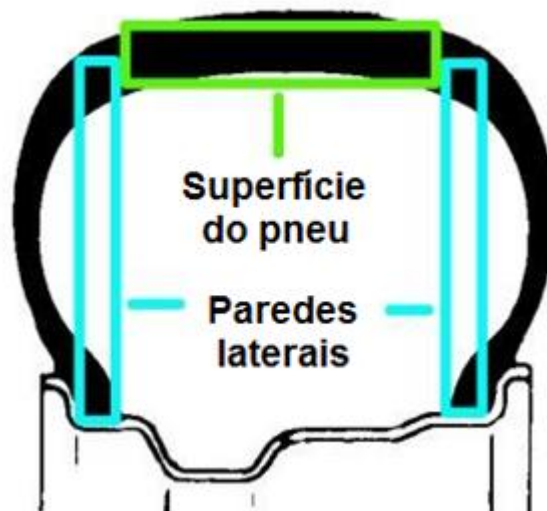


Figura A-4 - Simplificação do pneu. Fonte: Adaptado de (HPWizard.com - Automotive design tools)

No caso do pneu, torna-se um pouco mais complexo estimar a porcentagem de massa contida nas paredes do mesmo, uma vez que as paredes laterais possuem menor espessura do que a superfície do pneu. Porém na prática isso afeta muito pouco o cálculo do momento de inércia. Para efeito de cálculo será considerada uma porcentagem da massa contida nas laterais do pneu de aproximadamente 25%.

As paredes laterais serão tratadas como discos com raio interno igual ao raio externo da roda, como mostrado na Figura A-5, podendo ser calculados pela equação (63).



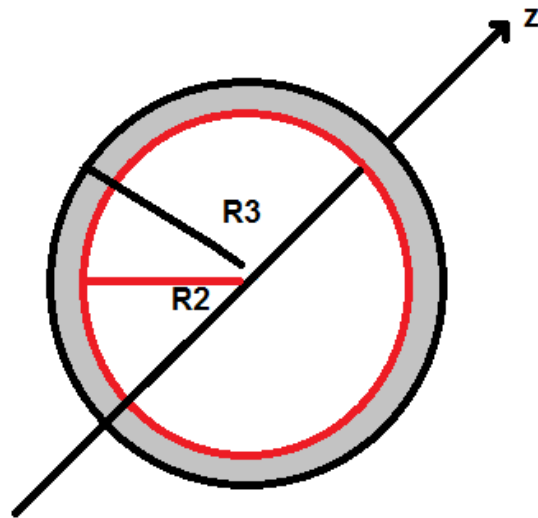


Figura A-5 - Anel maciço.

$$I_z = \frac{1}{2} m (r_2^2 + r_3^2) \quad (63)$$

Enquanto a superfície da roda será tratada como uma casca cilíndrica (Figura A-6), com raio igual ao raio estático da roda, cujo momento de inércia pode ser calculado pela equação (64).

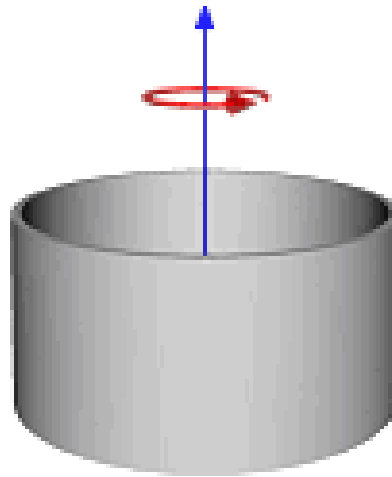


Figura A-6 - Casca cilíndrica. Fonte: (Wikipedia, a enciclopédia livre).

$$I_z = m \times r_3^2 \quad (64)$$

Sendo assim, o momento de inércia do pneu pode ser calculado somando as equações (63) e (64):

$$I_z = \frac{1}{2} (0,25 \times m) \times (r_2^2 + r_3^2) + (1 - 0,25) \times m \times r_3^2 \quad (65)$$

Para encontrar o momento do conjunto basta somar os momentos de inércia:

$$I_z = \frac{1}{2}(pct \times m) \times (r_1^2 + r_2^2) + \frac{1}{2}(1 - pct) \times m \times r_1^2 + \frac{1}{2}(0,25 \times m) \times (r_2^2 + r_3^2) + (1 - 0,25) \times m \times r_3^2 \quad (66)$$

Como parâmetro de projeto será utilizado uma roda de carrinho de mão de determinado fabricante (Figura A-7) e com especificações apresentadas na Tabela 3.



Figura A-7 - Roda de carrinho de mão utilizada como exemplo. Fonte: (Alibaba)

Tabela 14 - Especificações da roda de carrinho de mão

Especificações	
Aro da roda	13"
Massa	5kg
Capacidade de carga	250 kg
Material	PU

Utilizando a equação (2-34) obtém-se um momento de inércia de aproximadamente  $0,75 \text{ N} \times \text{m}^2$ .

## OUTROS FATORES

Existem outros fatores que necessitam ser estimados a fim de dimensionar uma potência capaz de propulsar o veículo nas condições projetadas.

Tabela 15 - Dados usados para estimar a potência ao pedalar

PEDALANDO	
Massa total do veículo	600 kg

<b>Momento de inércia das partes girantes</b>	3 N.m <sup>2</sup>	Estimado utilizando cálculos deste anexo.
<b>Raio estático da roda</b>	0,46 m	Usado o raio da roda+pneu de uma roda aro 14"
<b>Gravidade de Brasília</b>	9,7808835 m/s <sup>2</sup>	Gravidade em Brasília segundo observatório nacional. Cód. Da estação: 021677
<b>Fator de atrito</b>	0,01	Fator de atrito entre pneu de automóvel e piso de betão
<b>Aclive máximo (θ)</b>	0%	Aclive máximo de projeto
<b>Área frontal projetada</b>	1 m <sup>2</sup>	Área frontal projetada do veículo, obtida por extrapolação
<b>Coeficiente de arrasto</b>	1	Coeficiente de arrasto de uma placa
<b>Velocidade de cruzeiro</b>	15 km/h	Velocidade máxima do veículo em subida com carga máxima
<b>Velocidade do vento</b>	4 m/s	Máxima obtida de dados do INMET, de 14/04/2015 a 14/06/2015
<b>Eficiência mecânica</b>	99%	Sistema de transmissão por corrente, extremamente eficiente
<b>Fator de segurança</b>	1,25	Fator que permite folgas de projeto

## DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE COMPONENTES

### EIXO

O eixo será fabricado em aço 1020 laminado a frio e foi dimensionado para fadiga utilizando código escrito em MATLAB e a partir de DCL mostrados na Figura A-8 para a catraca 1 e na Figura A-9 para a catraca 2.

#### Devido a catraca 1

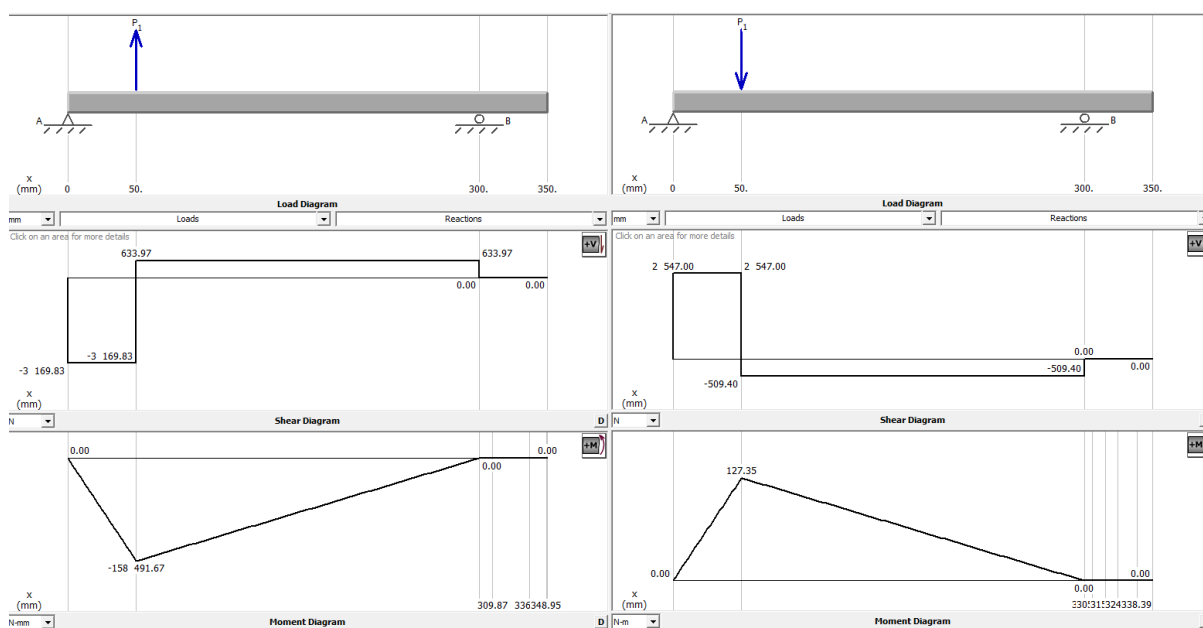


Figura A-8 – DCL e esforços no eixo devido a catraca 1.

Devido a catraca 2

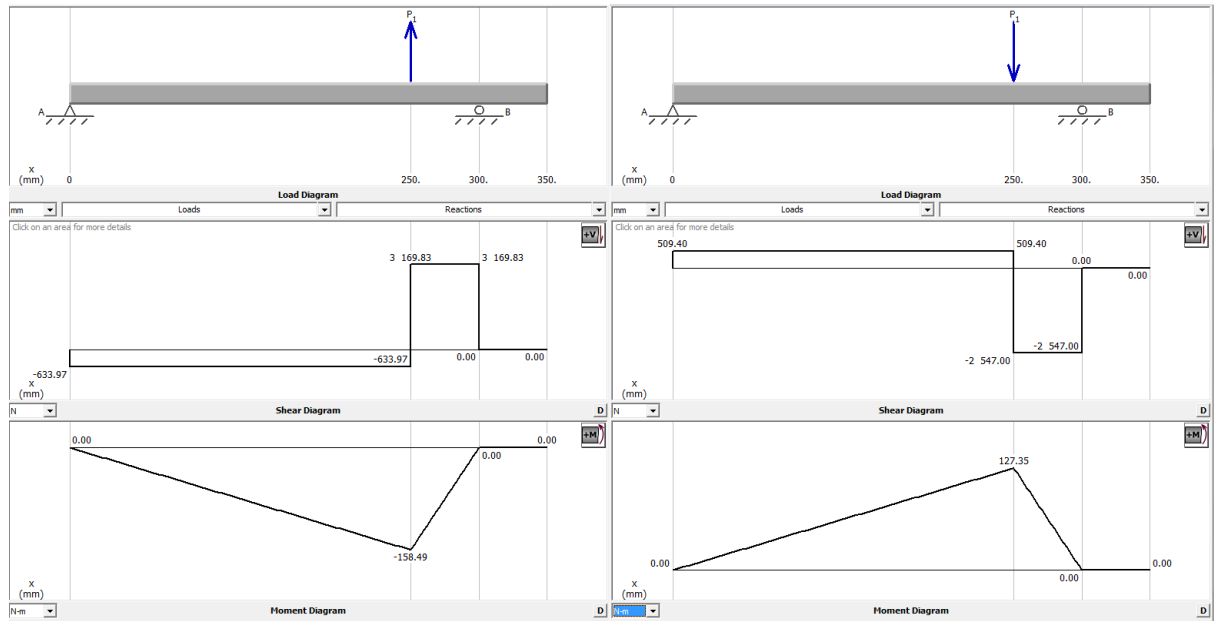


Figura A-9 - DCL e esforços no eixo devido a catraca 2.

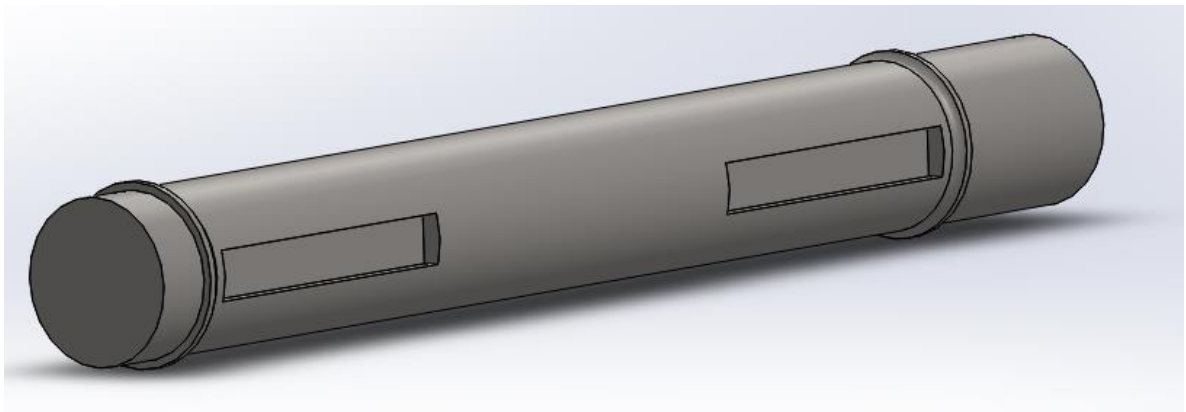


Figura A-10 – Eixo desenhado no SOLIDWORKS.

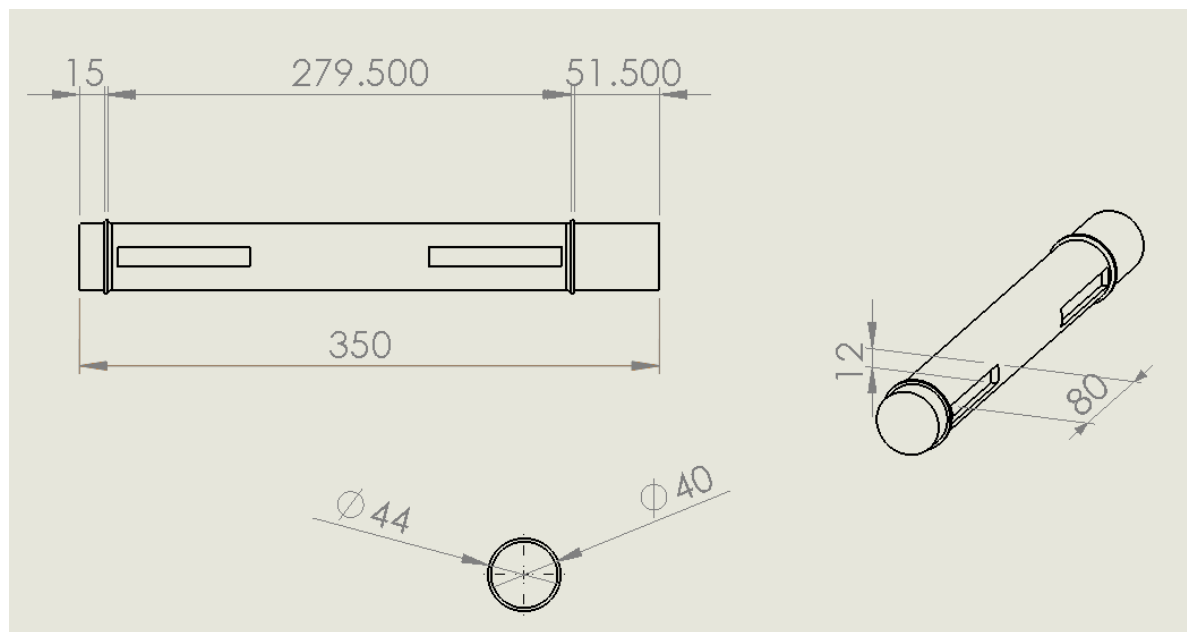
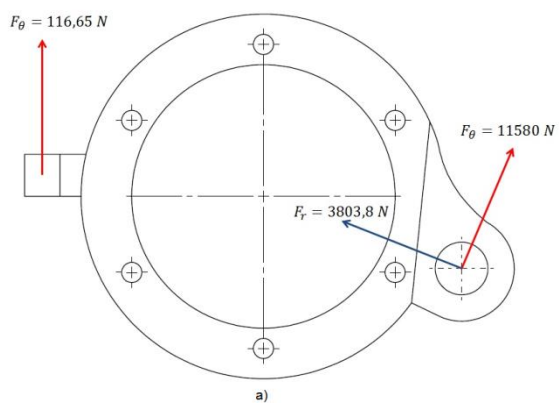


Figura A-11 – Dimensões do eixo.

## ALAVANCAS

A alavanca foi dimensionada por simulação no software SOLIDWORKS a partir de análise em condições críticas de trabalho mostradas na Figura A-12.

Forças atuantes em  $\theta = 0^\circ$



Forças atuantes em  $\theta = 40^\circ$  ( $\theta$  max)

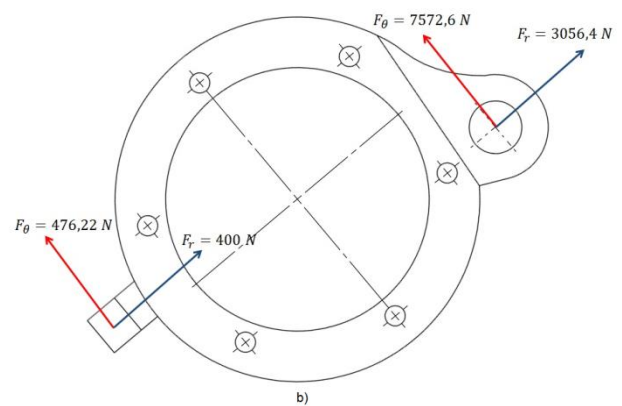


Figura A-12 – DCL da alavanca.

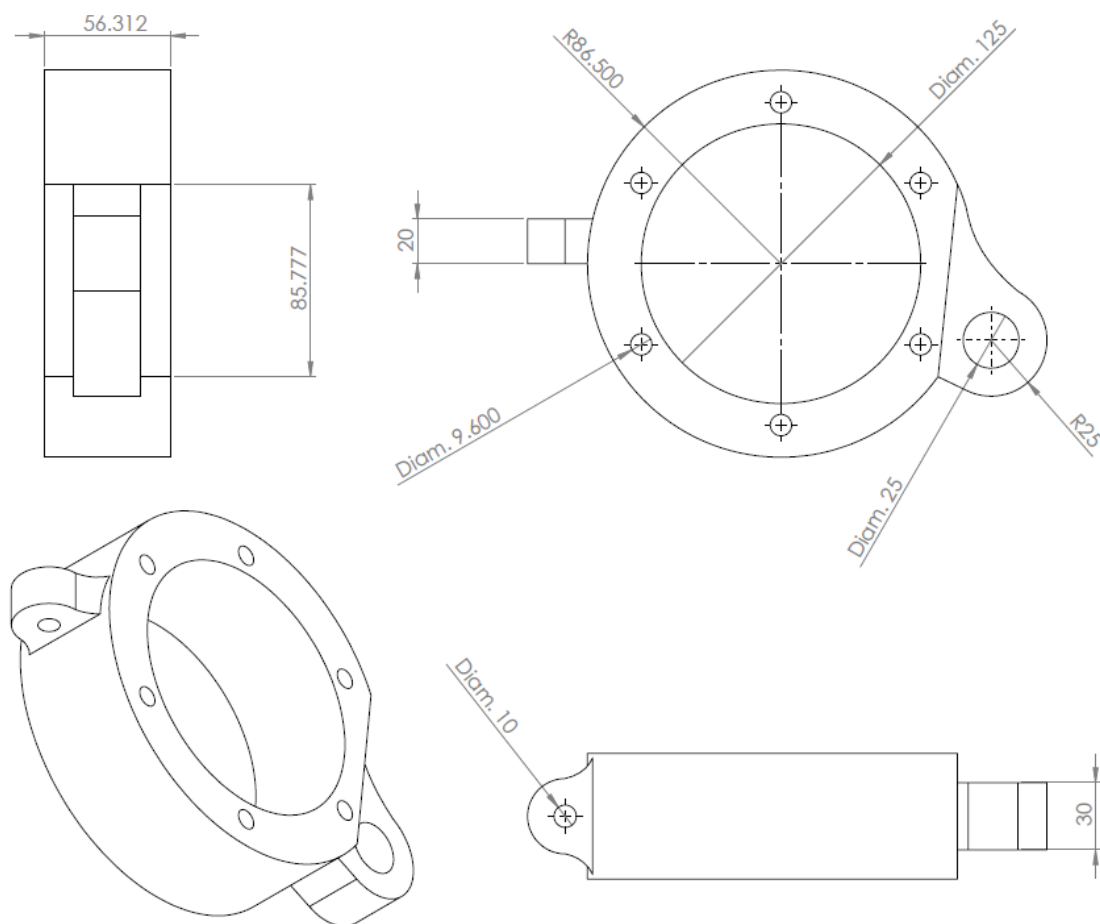


Figura A-13 – Dimensões da alavanca.

Os resultados da simulação para o caso mais crítico estão mostrados na Figura A-14.

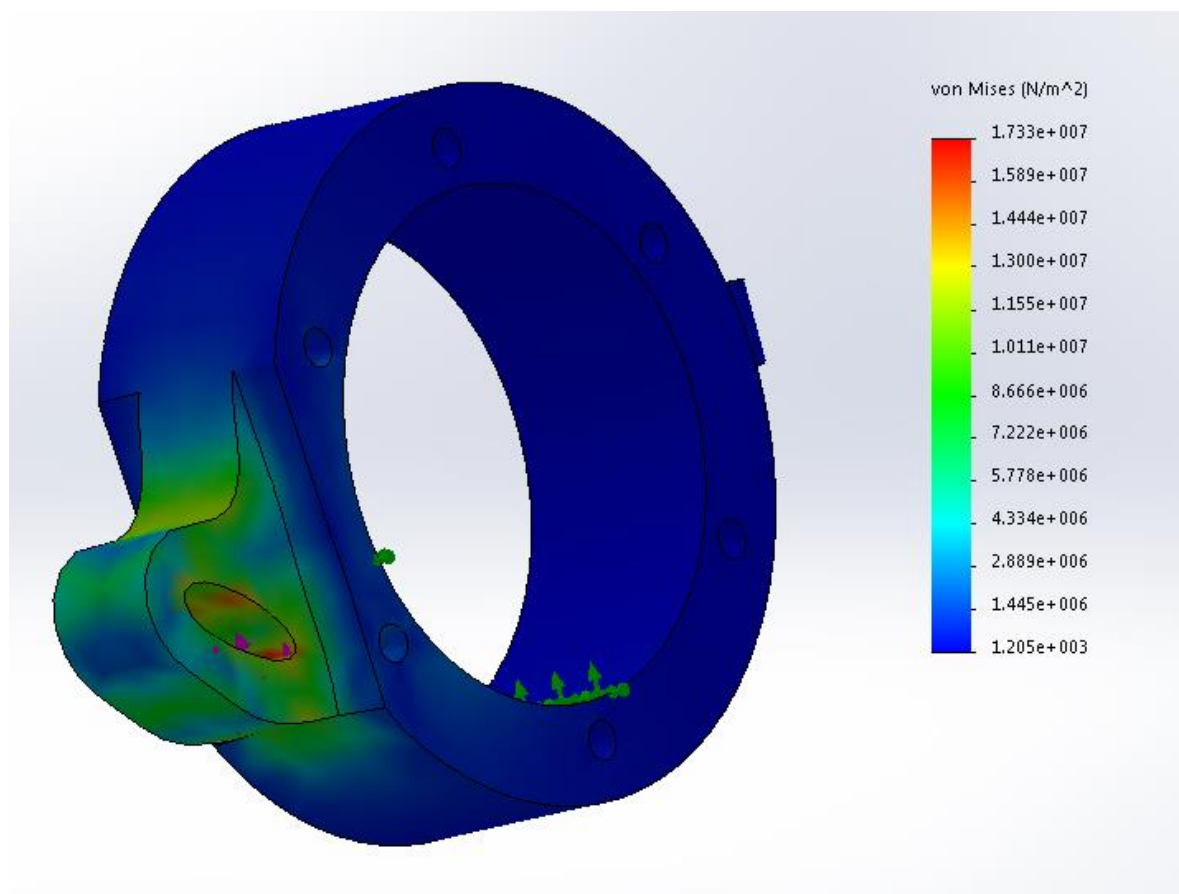


Figura A-14 – Simulação da alavanca por Von Misses.

## MOLAS

A mola foi dimensionada seguindo metodologia descrita por Norton, R. L. (Norton, 2000) e programa no MATLAB, encontrada na página **Erro! Indicador não definido..** O material escolhido foi fio musical SAE 1085. Os dados encontram-se na

Tabela 16 – Dados da mola de tração

Parâmetro	Valor
Material	Aço SAE 1085
Coefficiente de elasticidade (k)	10400 N/m
Diâmetro do fio	8 mm
Número de espiras	10,5
Índice de mola	9
Comprimento total (com ganchos)	220 mm

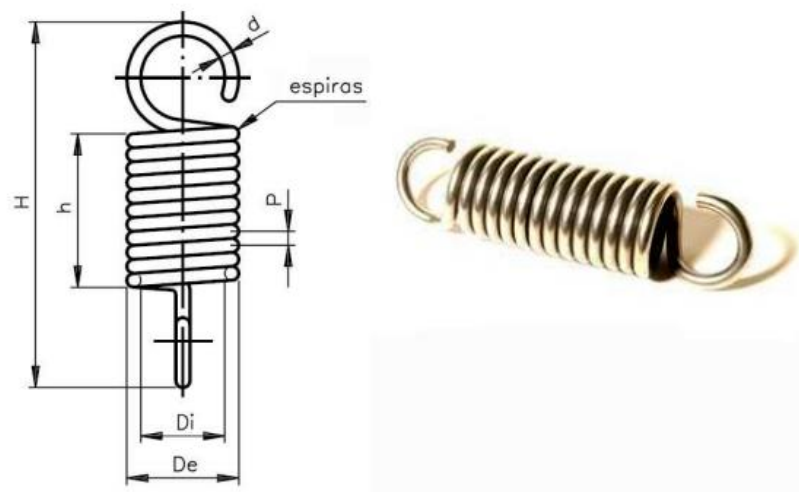


Figura A-15 – Mola de tração com acabamento em ganchos.



B. ANEXO

MÚSCULO

Todos os cálculos foram feitos utilizando equações descritas neste trabalho. Para seleccionar o músculo foi utilizado software da FESTO.

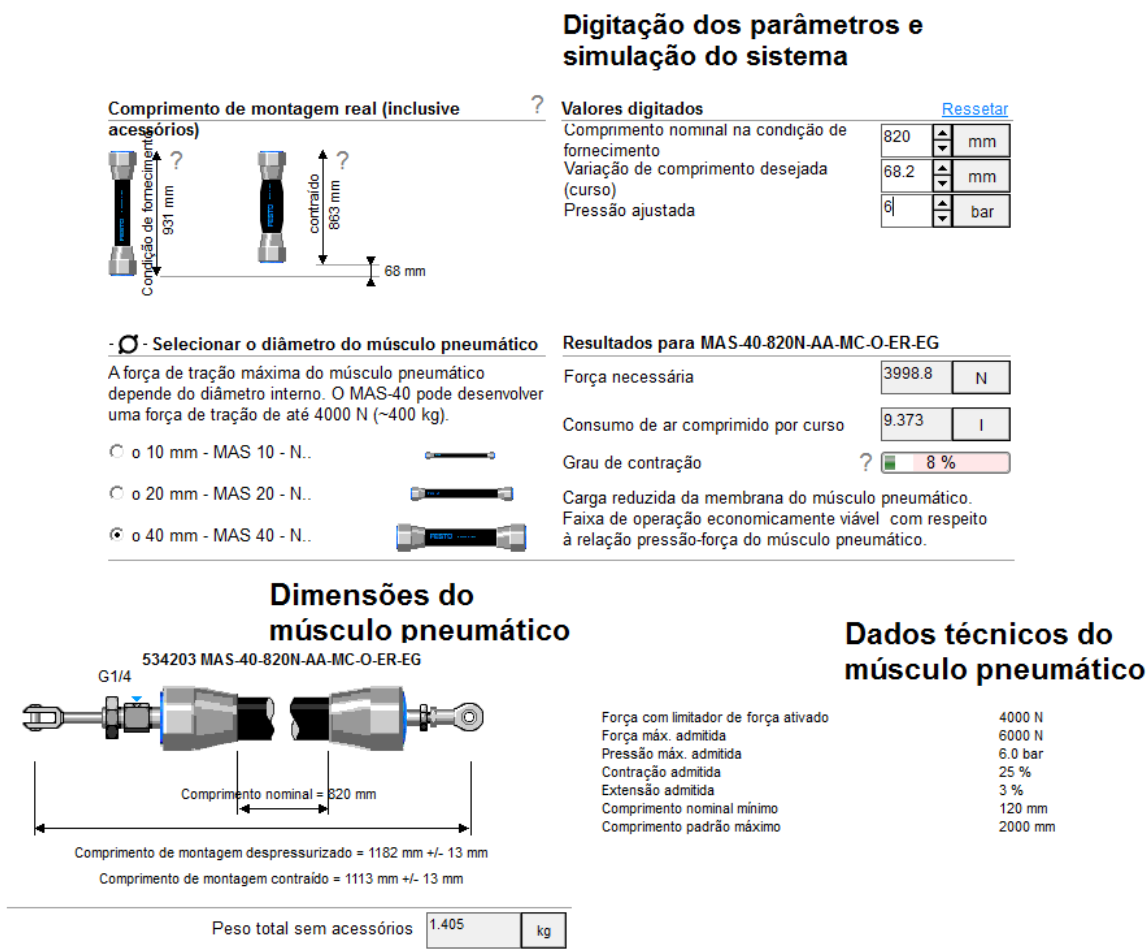


Figura B-1 – Dimensionamento feito utilizando MuscleSIM.

Estimativa de preço feita através de cotação mostrada na Figura B-2.



#### A. M. ALVES - AUTOMAÇÃO INDUSTRIAL

CNPJ: 07.967.803/0001-69 Insc. Estad: 10.401.921-2

Fone/Fax: (62) 3293-9663 Celular: (62) 8416-1727

Av. Independência Qd69A Lt 35 N° 5891 Setor Aeroporto

Goiânia - Go Cep: 74070-010

Email: [alexmar@alexmar.com.br](mailto:alexmar@alexmar.com.br)

[www.alexmar.com.br](http://www.alexmar.com.br)

Destinatário: FERNANDO AUGUSTO M. COSTA

Endereço: - - Goiânia - - -

Telefone:

Fax:

A/C : FERNANDO

26/11/2015 Página 1 de 1

Orçamento nº: 13792

Qtde	Código	Unid.	Descrição	Classif. Fiscal	Vlr unitário	Vlr Total
1	534203-820	PC	MAS-40-820N-AA-MC-K MÚSCULO PNEUMÁTICO -	84123110	2.292,39	2.292,39
					Valor Total Geral:	2.292,39

Vendedor : PAULA

Transportadora: FRETE FOB ( POR CONTA DO CLIENTE )

Frete: **D** **D** = Destinatário / **E** = Emissor

Forma de Pagamento: A VISTA

PRAZO DE ENTREGA: 05/01/2016

PRIMEIRA COMPRA A VISTA

DADOS PARA DEPOSITO

BANCO ITAU

AG:4340 C/C:26680-0

A. M. ALVES - AUTOMACAO INDUSTRIAL - EPP

Figura B-2 – Cotação do músculo.

## MANCAIS

Foram selecionados mancais de rolamento de rolos planos, pois são melhores para carregamentos radiais, uma vez que não existem esforços axiais no eixo.

Foi utilizado software da SKF para dimensionar o mancal, e foi selecionado o rolamento N 1008 KPHA/HC5SP, mostrado na Figura B-3. Estimativa de preço de R\$ 30,00.

Table of Contents
1. Designation: N 1008 KPHA/HC5SP 1.1 Bearing frequencies

1. Designation: N 1008 KPHA/HC5SP      Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data			
d	D	C	C <sub>0</sub>
40 mm	68 mm	23.3 kN	25 kN

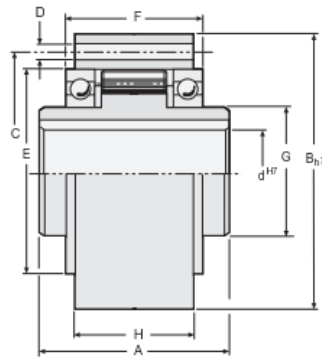
**Tapered bore, taper 1:12**

**Reference grease quantity [cm<sup>3</sup>]**      **Static radial stiffness [N/µm]**  
 G<sub>ref</sub> 3,1      (guideline value)  
                          510

Figura B-3 – Rolamento N 1008 KPHA/HC5SP da empresa SKF.

## CATRACAS

A catraca foi selecionada a partir de catálogo, atendendo a todos os requisitos de projeto.



**Dimensions** inches (mm)

Model	Size	A	B <sub>h7</sub>	C Bolt Circle Dia.	D Bolt Hole Dia. (No. Holes)	E	F	G	H <sup>(1)</sup>
	12	1.654 (42)	2.44 (62)	2.008	.217 (3)	1.654	1.063	.787	.799
	15	2.047 (52)	2.67 (68)	2.205	.217 (3)	1.850	1.343	.984	1.193
	20	2.244 (57)	2.953 (75)	2.520	.217 (4)	2.165	1.539	1.181	1.350
	25	2.362 (60)	3.543 (90)	3.071	.217 (6)	2.677	1.657	1.575	1.469
	28	2.677 (68)	3.937 (100)	3.425	.260 (6)	2.953	1.933	1.772	1.744
	30	2.677 (68)	3.937 (100)	3.425	.260 (6)	2.953	1.933	1.772	1.744
	35	2.913 (74)	4.331 (110)	3.780	.260 (6)	3.150	2.130	1.969	1.902
	40	3.386 (86)	4.921 (125)	4.252	.354 (6)	3.543	2.445	2.165	2.217
	45	3.386 (86)	5.118 (130)	4.409	.354 (8)	3.740	2.445	2.362	2.217
	50	3.622 (92)	5.906 (150)	5.197	.354 (8)	4.331	2.720	2.756	2.492
<b>AL</b>	55	4.094 (104)	6.299 (160)	5.433	.433 (8)	4.528	2.878	2.953	2.638
	60	4.488 (114)	6.693 (170)	5.906	.433 (10)	4.921	3.307	3.150	3.071
	70	5.276 (134)	7.480 (190)	6.496	.433 (10)	5.512	4.056	3.543	3.740
	80	5.669 (144)	8.268 (210)	7.283	.433 (10)	6.299	4.882	4.133	3.937
	90	6.220 (158)	9.055 (230)	8.110	.551 (10)	7.087	5.630	4.724	4.528
	100	7.165 (182)	10.630 (270)	9.449	.709 (10)	8.268	5.157	5.512	4.724
	120	7.953 (202)	12.205 (310)	10.945	.709 (12)	9.449	5.984	6.299	5.512
	150	9.685 (246)	15.748 (400)	14.173	.866 (12)	12.205	7.717	7.874	7.087
	200	12.834 (326)	20.472 (520)	18.110	1.024 (18)	15.748	10.433	10.236	9.449
	250	15.591 (396)	24.016 (610)	21.457	1.299 (20)	18.898	12.992	12.598	11.811
	25	2.362 (60)	3.543 (90)	3.071	.217 (6)	2.677	1.657	1.575	1.468
<b>ALM</b>	30	2.677 (68)	3.937 (100)	3.425	.260 (6)	2.953	1.933	1.772	1.744
	35	2.913 (74)	4.331 (110)	3.780	.260 (6)	3.150	2.130	1.969	1.902

**Notes:**

<sup>(1)</sup>The dimension "H" for models 12 to 50 have sealino discs. Both sides add .010 inches (.25 mm) for each disc.

**Bore sizes and keyseats**  
inches (mm)

Size	d <sub>H7</sub> Bore Size	Keyseat	Bore Range Min. Max.
12	.47 (12)	*	.354 .550
15	.59 (15)	*	.433 .689
20	.79 (20)	*	.433 .689
25	.98 (25)	*	.551 1.102
28	1.18 (30)	*	.748 1.338
30	1.18 (30)	*	.748 1.338
35	1.38 (35)	*	.944 1.496
40	1.57 (40)	*	1.102 1.692
45	1.77 (45)	*	1.102 1.811
50	1.97 (50)	*	1.496 2.165
55	2.17 (55)	*	1.496 2.362
60	2.36 (60)	*	1.890 2.440
70	2.76 (70)	*	1.890 2.874
80	3.15 (80)	*	2.165 3.385
90	3.54 (90)	*	2.362 3.779
100	3.94 (100)	*	2.755 4.488
120	4.72 (120)	*	3.149 4.803
150	5.91 (150)	*	3.937 6.614
200	7.87 (200)	*	4.724 8.740
250	9.84 (250)	*	5.905 10.708
25	.98 (25)	*	.551 1.102
30	1.18 (30)	*	.748 1.338
35	1.38 (35)	*	.944 1.496

\*For keyseat sizes see DIN6885.1 table on page 127.

Figura B-4 – Figura do catálogo do fabricante KALATEC. Fonte: (KALATEC, 25)



#### Specifications

Model	Size	Torque Capacity lb.ft. (Nm)	Overrunning Speed Max. RPM		Resistance after run-in lb.in. (Ncm)	Shipping Weight lb. (kg)
			Inner Race	Outer Race		
	12	41 (55)	2,500	7,200	9.74 (11)	1.3 (0.6)
	15	92 (125)	1,900	6,500	13.28 (15)	2.0 (0.9)
	20	134 (181)	1,600	5,600	15.93 (18)	2.6 (1.2)
	25	213 (288)	1,400	4,500	31.86 (36)	4.0 (1.8)
	28	369 (500)	1,300	4,100	3.54 (4)	5.3 (2.4)
	30	369 (500)	1,300	4,100	3.54 (4)	5.3 (2.4)
	35	535 (725)	1,100	3,800	53.10 (60)	6.8 (3.1)
	40	756 (1025)	950	3,400	74.34 (84)	10.6 (4.8)
	45	830 (1125)	900	3,200	83.19 (94)	11 (4.9)
	50	1,568 (2125)	850	2,800	113.28 (128)	16 (6.9)
AL	55	1,937 (2625)	720	2,650	132.75 (150)	20 (9)
	60	2,583 (3500)	680	2,450	141.60 (160)	24 (11)
	70	4,244 (5750)	580	2,150	318.60 (360)	31 (14)
	80	6,273 (8500)	480	1,900	318.60 (360)	40 (18)
	90	10,701 (14500)	380	1,700	601.80 (680)	60 (27)
	100	14,760 (20000)	350	1,450	778.80 (880)	101 (46)
	120	23,063 (31250)	250	1,250	1062.00 (1200)	139 (63)
	150	51,660 (70000)	180	980	1194.75 (1350)	282 (128)
	200	129,150 (175000)	120	750	3717.00 (4200)	650 (293)
	250	212,175 (287500)	100	620	5752.50 (6500)	1034 (469)

Figura B-5 – Figura com dados do modelo AL de catraca do fabricante KALATEC. Fonte: (KALATEC, 25)

## Clutch and Cover Combinations

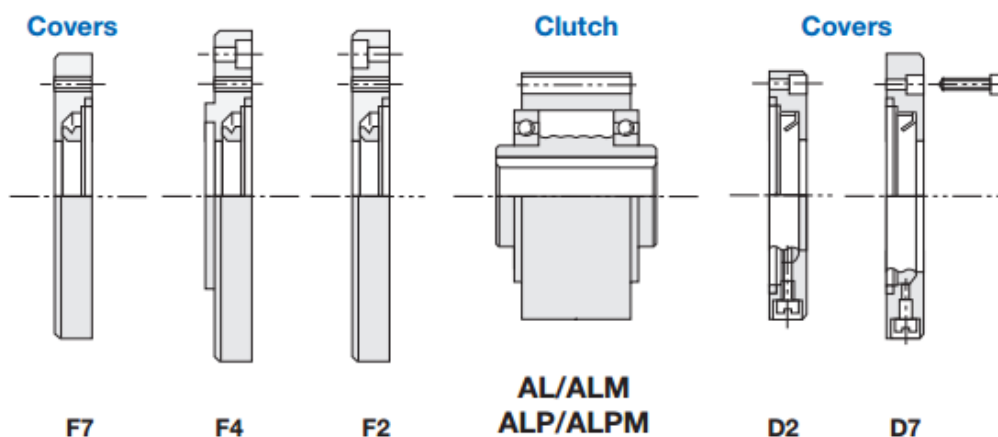


Figura B-6 – Opções de acabamento para a catraca AL. Fonte: (KALATEC, 25)

## CHAVETAS

As chavetas foram selecionadas para comprimento mínimo seguindo norma DIN 6885. A partir da qual foi feita programação no MATLAB para dimensioná-la. As chavetas métricas possuem dimensões tabeladas de acordo com os diâmetros dos eixos, restando apenas realizar o cálculo de seu comprimento. É possível realizar este cálculo apenas a partir da potência transmitida, da rotação do eixo e de um coeficiente de segurança que deve estar entre 1,5 e 2,5 (Figura B-7).

A chaveta será fabricada em aço 1010, com 12 milímetros de largura, 8 milímetros de altura e 80 milímetros de comprimento.

Diâmetro do eixo d	Chaveta bxh	Rasgo		L comprimentos normalizados
		t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	
>6 até 8	2x2	1,1	1,0	6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 18 - 20
>8 até 10	3 x 3	1,7	1,4	6...20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36
>10 até 12	4 x 4	2,4	1,7	8...36 - 40 - 45
>12 até 17	5 x 5	2,9	2,2	10...36 - 40 - 45
>17 até 22	6 x 6	3,5	2,6	14...56 - 63 - 70
>22 até 30	8 x 7	4,1	3,0	18...70 - 80 - 90
>30 até 38	10 x 8	4,7	3,4	22...90 - 100 - 110
>38 até 44	12 x 8	4,9	3,2	28...110 - 125 - 140
>44 até 50	14 x 9	5,5	3,6	36...140 - 160
>50 até 58	16 x 10	6,2	3,9	45...160 - 180
>58 até 65	18 x 11	6,8	4,3	50...180 - 200
>65 até 75	20 x 12	7,4	4,7	56...200 - 220
>75 até 85	22 x 14	8,5	5,6	63...220 - 250
>85 até 95	25 x 14	8,7	5,4	70...250 - 280
>95 até 110	28 x 16	9,9	6,2	80...280 - 315
>110 até 130	32 x 18	11,1	7,1	90...315 - 355
>130 até 150	36 x 20	12,3	7,9	100...355 - 400
>150 até 170	40 x 22	13,5	8,7	110...400
>170 até 200	45 x 25	15,3	9,9	125...400
>200 até 230	50 x 28	17	11,2	140...400
>230 até 260	56 x 32	19,3	12,9	160...400
>260 até 290	63 x 32	19,6	12,6	180...400
>290 até 330	70 x 36	22	14,2	200...400
>330 até 380	80 x 40	24,6	15,6	220...400
>380 até 440	90 x 45	27,5	17,7	250...400
>440 até 500	100x 50	30,4	19,8	280...400

Figura B-7 – Dimensões de Chavetas Planas DIN 6885.

## CONTROLE DE PRESSÃO

O controle do torque que o mecanismo é capaz de produzir é facilmente feito alterando a pressão de entrada no sistema. Isso possibilita que seja feito um controle eletrônico, de acordo com a inclinação a ser vencida feita, feito por acelerômetro. A válvula que faz esse tipo de função é a válvula reguladora de pressão.

Na válvula reguladora de pressão a pressão de entrada (pressão primária) no regulador de pressão deve sempre ser mais alta do que a pressão de saída (pressão secundária). A pressão é regulada por um diafragma. A pressão de saída atua em um lado do diafragma uma mola atua no outro lado. A força da mola pode ser ajustada por meio de um parafuso de ajuste. Quando a pressão de saída aumenta, por exemplo, durante as alterações de carga do cilindro, o diafragma se move contra a força da mola, fazendo com que a seção transversal de saída no assento da válvula seja reduzida ou mesmo fechada completamente. Então, a peça central do diafragma se abre e o ar comprimido pode fluir para a atmosfera através de orifícios de ventilação no invólucro. Quando a pressão de saída diminui, a força da mola abre a válvula. A regulação da pressão de saída pré-estabelecida é, dessa forma, uma contínua abertura e fechamento do assento da válvula, causada pelo fluxo de ar. A pressão operacional é indicada no medidor. A válvula é descrita

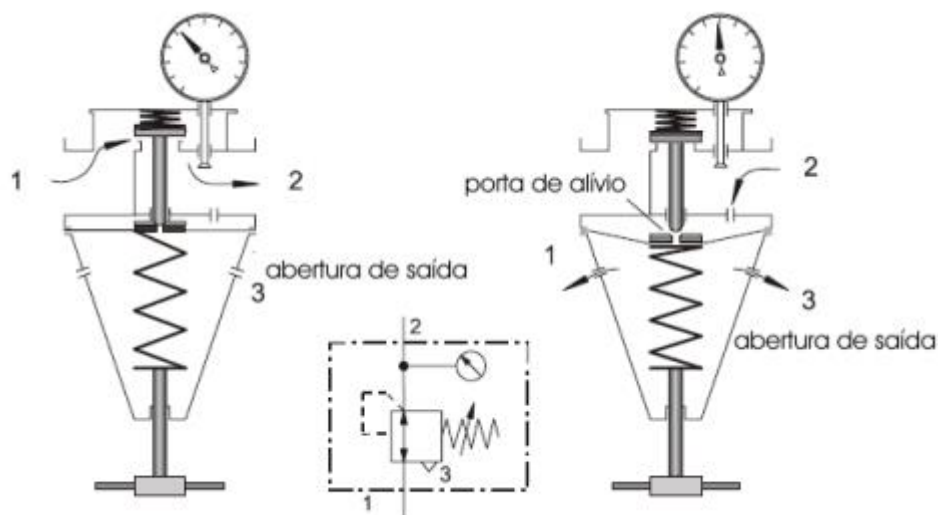


Figura B-8 – Princípio de funcionamento de uma válvula reguladora de pressão. Fonte: (Croser & Ebel, 2002)

Para este projeto foi selecionada a válvula

## VÁLVULA DE CONTROLE DIRECIONAL

Para que seja possível controlar a vazão que passa pelo sistema, é necessário o uso de uma válvula reguladora de vazão. Dada a vazão de 810 L/min, foi escolhida a válvula série CH01 com porta de ½ polegada e vazão de 2800 L/min da marca Bosh Rexroth.

**AVENTICS**<sup>®</sup>

1

Flow and check valves ▶ Throttle valves

### Series CH01

► Qn = 38 - 2800 l/min ► Internal thread - Internal thread



80000271\_1

Working pressure min./max.  
Ambient temperature min./max.  
Medium temperature min./max.  
Medium

0 bar / 10 bar  
+0 °C / +80 °C  
+0 °C / +80 °C  
Compressed air

Materials:  
Housing  
Seals  
Flow control screw

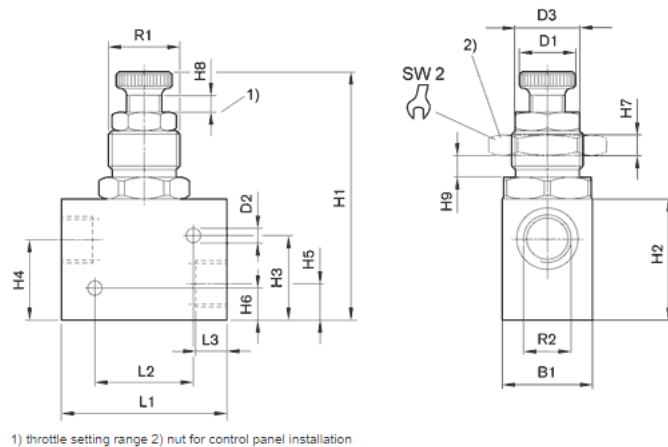
Aluminum, anodized  
Acrylonitrile Butadiene Rubber  
Steel, galvanized

	Port 1	Port 2	Throttle bore [mm]	Qn [l/min]	Weight [kg]	Fig.	Part No.
	G 1/8	G 1/8	1	38	0.035	Fig. 1	0821201010
	G 1/8	G 1/8	2	140	0.035	Fig. 1	0821201004
	G 1/4	G 1/4	4	700	0.045	Fig. 1	0821201011
	G 1/2	G 1/2	8.5	2800	0.17	Fig. 2	0821201006

Nominal flow Qn at 6 bar and Δp = 1 bar



Figura B-9 – Válvula CH01 G1/2 da marca Bosch Rexroth.



Part No.	Port G	R1	R2	B1	D1	D2	D3	H1	H2	H3	H4	H5
0821201006	G 1/2	M32x1,5	G 1/2	40	25	10	27.5	120	50	38.5	38	17
...Part No.	H6	H7	H8	H9	L1	L2	L3	SW2	Delivery quantity Piece	Weight kg		
... 0821201006	13.5	9	9	8	70	45	14	46	1	0.17		

Figura B-10 – Dimensões da válvula reguladora de vazão.

## VÁLVULA DE CONTROLE DIRECIONAL

As válvulas de controle direcional fazem o controle do percurso do ar até onde ele deve chegar, são responsáveis pelo controle de ativação do sistema. Tem funcionamento mostrado na

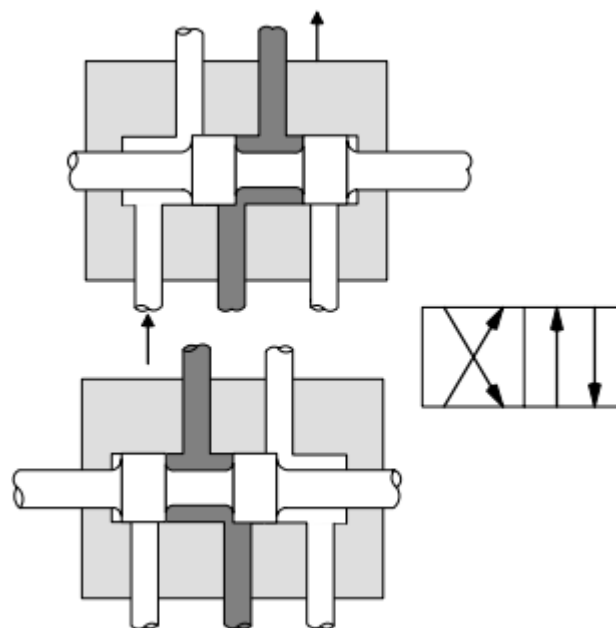


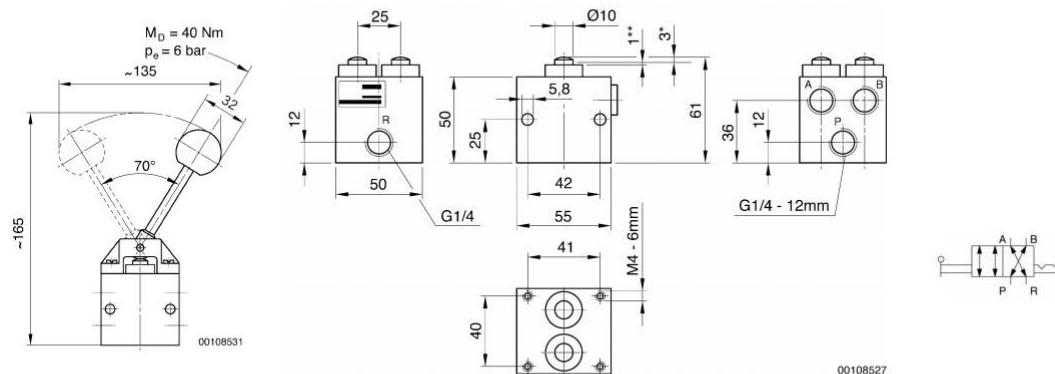
Figura B-11 – Funcionamento da válvula direcional. Fonte: FESTO

## Valves, mechanically operated, Series AP

**Rexroth**  
Bosch Group

**Technical information**  
Elastic sealing, valve function non-overlapping.  
Vented exhaust at all exhaust ports.  
Reverse flow also possible.  
Device is combination of 2 x 3/2 valves.  
Optionally with protective cover or pedal actuation.  
Pressure gauge connection on front.  
Accident prevention regulations: The actuating mechanism of machines must exclude an unintentional actuation.  
If necessary, the switch must be secured.  
If protected installation not possible, then installation of the pedal-operated valve under protective cover.

0820401001



\*\* Excess stroke

103



Figura B-14 – Válvula de controle direcional 4/2 da Bosch Rexroth.

Possui faixa de preço entre R\$ 200,00 e R\$ 400,00, estimada a partir de consulta a catálogos.

### **CILINDRO DE AR COMPRIMIDO**

Para o trabalho foram selecionados dois cilindros de fibra de carbono com capacidade para 12 litros da marca Scott Safety. Trata-se de um cilindro de fibra de carbono com capacidade de 380 bar (38Mpa) e capacidade de 12 litros. Foi escolhido em fibra de carbono, pois este modelo apresenta vantagens que justificam o maior investimento (R\$ 1500,00 do modelo em fibra de carbono contra R\$ 1250,00 em aço).

Cilindros ENGATE RÁPIDO NxG fibra carbono									
Descrição		Autonomia	Capacidade (litros)		Dimensões (cm.)			Peso (Kg.)	
Código	Pressão	Minutos (a 40 l/min)	Volume Hidráulico	Volume de Ar Comprimido	Comprimento (sem a válvula)	Comprimento (com a válvula)	Diâmetro	Com válvula (vazio)	Com válvula (cheio)
200131-01	2216 psi/150 bar	30	3,8	1.300	52,3	60,1	17,0	3,69	5,21
200128-01	4500 psi/300 bar	30	4,6	1.400	47,2	55,1	14,0	3,60	5,12
200129-01	4500 psi/300 bar	45	6,8	2.100	51,8	59,7	16,0	4,55	6,84
200129-01A	4500 psi/300 bar	45	6,8	2.100	46,2	54,1	17,3	4,82	7,03
200130-01	4500 psi/300 bar	60	9,0	2.700	55,1	62,9	17,9	5,66	8,71
200967-01	5500 psi/380 bar	30	3,8	1.400	48,5	56,3	12,5	3,23	4,75
200970-01	5500 psi/380 bar	45	5,7	2.100	48,5	56,3	15,2	4,23	6,51
200973-01	5500 psi/380 bar	60	7,6	2.800	54,3	62,2	16,5	5,16	8,21
200976-01	5500 psi/380 bar	75	9,5	3.600	56,9	64,7	18,1	6,29	10,10



Figura B-15 – Dados do cilindro de ar escolhido.